

PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS FRANCIS

MARIA PAULINA MARTINEZ ESCOBAR

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
AREA DE DISEÑO
MEDELLIN
2007

PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO DE LAS TURBINAS FRANCIS

MARIA PAULINA MARTINEZ ESCOBAR

Trabajo de grado para optar por el
Titulo de Ingeniera Mecánica

Asesor:

FABIO ANTONIO PINEDA BOTERO
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
ÁREA DE DISEÑO
MEDELLÍN
2007

AGRADECIMIENTOS

A mi familia por su apoyo incondicional durante todos mis años de estudio, sin ellos no habría poder llegado hasta donde he llegado ahora.

Al ingeniero Fabio Antonio Pineda Botero, profesor de la Universidad EAFIT y asesor de este proyecto de grado, por su guía en este proceso decisivo para mi realización profesional.

A todos aquellos que me colaboraron durante la elaboración de este proyecto por su comprensión y apoyo.

CONTENIDO

	pág.
1. INTRODUCCION	13
2. OBJETIVOS	18
2.1 GENERAL	18
2.2 ESPECÍFICOS	18
3. ESTADO DEL ARTE	19
3.1 PRINCIPIO DE OPERACIÓN DE LAS TURBINAS TIPO FRANCIS	22
3.2 CONFIGURACION DE LAS TURBINAS FRANCIS	23
3.3 VENTAJAS DE LAS TURBINAS FRANCIS	24
3.4 TECNICAS DE MONITOREO	25
3.4.1 Vigilancia de las temperaturas	25
3.4.2 Inspección visual, acústica y al tacto de componentes	25
3.4.3 Análisis de vibraciones	26
3.5 MODO DE FALLA CRÍTICO	26
4. PARAMETROS DE COMPORTAMIENTO	28
4.1 RELACIONES DE SEMEJANZA	28
4.2 LEYES Y COEFICIENTES DE FUNCIONAMIENTO	30
4.3 TURBINA UNIDAD	32
4.4 VELOCIDAD ESPECÍFICA, n_s	32
4.5 ENERGIA ESPECÍFICA NETA POSITIVA DE ASPIRACION, NPSE	33
4.6 PARAMETROS REDUCIDOS O UNITARIOS	35
4.7 NUMERO DE REVOLUCIONES, $^*\Omega$	36
4.8 EFICIENCIA GLOBAL, η	37
4.9 COEFICIENTE DE CAVITACION, σ_{nD}	38
5. DIAGRAMAS DE COMPORTAMIENTO	41

5.1	CURVAS DE POTENCIA	41
5.2	CURVAS DE CAUDAL	42
5.3	CURVAS TOPOGRAFICAS	43
5.4	CURVAS DE LA TURBINA UNIDAD	44
6.	NORMATIVIDAD PARA PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO	46
6.1	NORMAS DE LA IEC QUE APLICAN	46
6.1.1	IEC 60041 "Campo de aceptación para determinar el comportamiento hidráulico de Turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba"	47
6.1.2	IEC 60193 "Turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba. Pruebas de aceptación en modelos"	48
6.1.3	IEC 60609-1 "Turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba. Evaluación de la erosión por cavitación. Parte 1: Evaluación en turbinas de reacción, bombas de acumulación y turbinas-bomba"	49
6.1.4	IEC 60994 "Guía para la medida en campo de vibraciones y pulsaciones en máquinas hidráulicas (turbinas, bombas de acumulación y turbinas-bomba)"	50
7.	CONDICIONES DE ENSAYO EN MODELOS	52
7.1	CALIDAD DEL AGUA	53
7.2	INSTRUMENTOS DE MEDIDA	54
7.3	REQUISITOS DEL MODELO	54
7.4	RELACIONES DE SEMEJANZA ENTRE LA TURBINA REAL Y EL MODELO	55
7.4.1	Semejanza geométrica entre la turbina real y el modelo	55
7.4.2	Semejanza hidrodinámica entre la turbina real y el modelo	59
8.	CONDICIONES DE ENSAYO EN CAMPO	62
8.1	CONDICIONES PARA DETERMINAR LAS PRESTACIONES EN RÉGIMEN ESTABILIZADO	62
8.2	CONDICIONES DE ENSAYO PARA DETERMINAR LAS PRESTACIONES TRANSITORIAS DE LA TURBINA	65
9.	PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO	67
9.1	MEDICION DE LA PRESION	68
9.1.1	Métodos de medición primarios	70
9.1.2	Métodos de medición secundarios	75
9.2	MEDICION DEL NIVEL LIBRE DE AGUA	77

9.2.1	Limnómetro de punta recta o gancho	78
9.2.2	Limnómetro de flotador	79
9.2.3	Limnómetro de placa	80
9.2.4	Transductores de presión sumergibles	81
9.2.5	Manómetros de columna líquida	81
9.2.6	Medidas mediante aire comprimido (Técnica de burbuja a burbuja)	82
9.3	MEDICION DE LA ENERGIA HIDRAULICA ESPECÍFICA	83
9.3.1	Medidas mediante tomas de presión	88
9.3.2	Medidas a partir de niveles de agua	94
9.4	MEDICION DEL CAUDAL	96
9.4.1	Método de los molinetes	96
9.4.2	Tubos de Pitot	101
9.4.3	Método presión-tiempo (método de Gibson)	102
9.4.4	Métodos por trazador	110
9.4.5	Vertederos	112
9.4.6	Aparatos normalizados de presión diferencial	117
9.4.7	Método volumétrico	119
9.4.8	Método gravimétrico	120
9.4.9	Método de la pantalla móvil	120
9.4.10	Caudalímetros	124
9.5	MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN	129
9.5.1	Medida de la velocidad en caso de determinación directa de la potencia	130
9.5.2	Medida de la velocidad en caso de determinación indirecta de la potencia	130
9.6	MEDICION DE LA POTENCIA	131
9.6.1	Medición de la potencia eléctrica, P_a	132
9.6.2	Medida por medio de un freno	138
9.6.3	Medida por medio de un dinamómetro de torsión	138
9.7	METODO TERMODINAMICO PARA LA MEDIDA DEL RENDIMIENTO	139
9.7.1	Método de medida de la energía mecánica específica	141
9.7.2	Condiciones de ensayo	145
9.8	MEDICION DE LA CAVITACION	148
10.	CONCLUSIONES	151
	BIBLIOGRAFIA	154
	CLASICA	154
	CIBERGRAFIA	155

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Diagrama de una central hidroeléctrica	13
Figura 2. Turbina axial	16
Figura 3. Turbina radial	16
Figura 4. Turbina tangencial	17
Figura 5. Turbina Francis pura	21
Figura 6. Turbina Francis mixta	21
Figura 7. Componentes de una turbina tipo Francis	22
Figura 8. Diámetro de referencia para turbinas tipo Francis	31
Figura 9. Determinación de la NPSE	35
Figura 10. Clasificación de las turbinas según su número de revoluciones	37
Figura 11. Esquema para definir el coeficiente de cavitación, σ_{nD}	39
Figura 12. Variación de la altura de aspiración respecto a la altura del salto	40
Figura 13. Curva característica de potencia para turbina Francis	42
Figura 14. Curvas de caudal para los diferentes tipos de turbinas Francis	43
Figura 15. Curvas topográficas de potencia y caudal	44
Figura 16. Curva característica de la turbina unitaria	45
Figura 17. Rodete/impulsor de una turbina Francis	59
Figura 18. Curva de valor mínimo garantizado $\frac{NPSE}{E}$	64
Figura 19. Colectores de presión	69
Figura 20. Manómetro de tubo vertical de mercurio	71
Figura 21. Manómetro de tubo vertical de agua	71
Figura 22. Manómetro en U	72

Figura 23. Manómetro de pesos muertos conectado a un transductor de presión o fuerza	74
Figura 24. Balanza de presión	75
Figura 25. Transductor de presión	76
Figura 26. Manómetros de resorte	77
Figura 27. Pozo tranquilizador	78
Figura 28. Limnómetro de punta recta y de gancho	79
Figura 29. Limnómetro de placa	80
Figura 30. Medición del nivel libre de agua con manómetro de columna líquida	81
Figura 31. Montaje para técnica burbuja a burbuja	83
Figura 32. Secciones de referencia de alta y baja presión	84
Figura 33. Niveles de referencia más importantes	87
Figura 34. Determinación de la energía hidráulica de una turbina mediante el uso de un instrumento de medida de presión diferencial	89
Figura 35. Determinación de la energía hidráulica de una turbina mediante mediciones separadas de las presiones manométricas	91
Figura 36. Determinación de la energía hidráulica de una turbina mediante mediciones separadas de las presiones con manómetros de columna de agua	93
Figura 37. Determinación de la energía hidráulica específica mediante medidas de niveles de agua	95
Figura 38. Molinete hidrométrico de hélice	97
Figura 39. Ejemplo de un aforo en una sección ligeramente trapezoidal	100
Figura 40. Ejemplo de diagrama presión-tiempo (Método del diagrama diferencial con empleo de manómetro diferencial)	107
Figura 41. Disposición de aparatos para la medición presión-tiempo de diagramas separados	109
Figura 42. Esquema de vertedero rectangular	115
Figura 43. Ejemplo de la distribución de las velocidades en el canal de llegada	116
Figura 44. Método de la pantalla móvil	121

Figura 45. Caudalímetro de turbina	125
Figura 46. Caudalímetro electromagnético	126
Figura 47. Caudalímetros acústicos	127
Figura 48. Caudalímetro de vórtice	128
Figura 49. Diagrama de un sistema monofásico	132
Figura 50. Diagrama de sistema trifásico con el método de dos potenciómetros	134
Figura 51. Disposición esquemática general par los recipientes de medida	142
Figura 52. Método de operación por expansión parcial (interpolación)	144
Figura 53. Método de operación por expansión parcial (extrapolación)	145
Figura 54. Sonda de detracción	145

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Leyes de funcionamiento	31
Tabla 2. Coeficientes de funcionamiento	32
Tabla 3. Características de las turbinas Francis a partir de la velocidad específica	33
Tabla 4. Parámetros reducidos	36
Tabla 5. Dimensiones mínimas del modelo	55
Tabla 6. Desviaciones máximas admisibles en la semejanza geométrica entre la turbina real y el modelo	57
Tabla 7. Parámetros de semejanza hidrodinámica	60
Tabla 8. Fluctuaciones permisibles de la secuencia	63
Tabla 9. Numero recomendado de molinetes	98
Tabla 10. Incertidumbres en mediciones de caudal con molinetes	100
Tabla 11. Número de puntos de medición a partir de la longitud de coronación, b	117
Tabla 12. Límites dimensionales y número de Reynolds para los dispositivos de presión diferencial	118
Tabla 13. Numero de tomas necesaria a partir del diámetro de la tubería	147

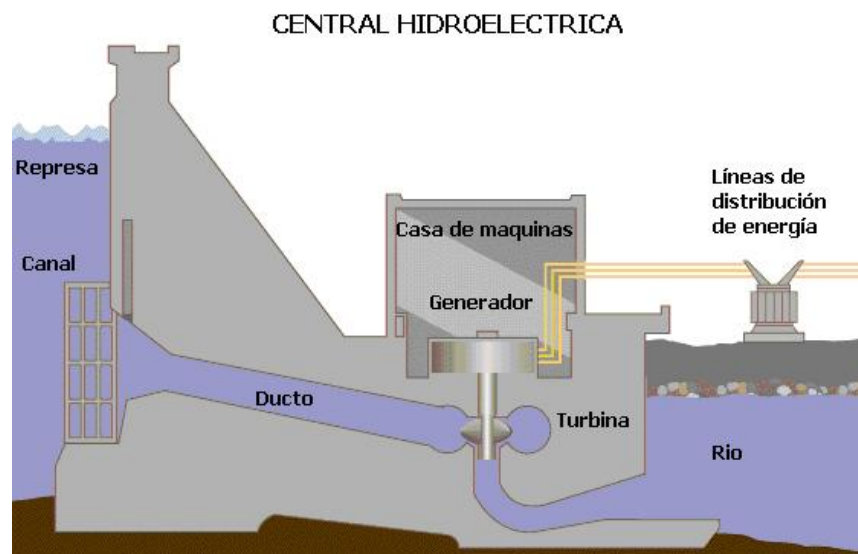
1. INTRODUCCION

La potencia hidroeléctrica es quizás la forma más rentable de fuente de energía alternativa disponible. El 60.8% del agua en Colombia es utilizada para la generación de energía a partir de centrales hidroeléctricas.

Una central hidroeléctrica se utiliza para la generación de energía eléctrica mediante el aprovechamiento de la energía potencial del agua embalsada en una presa situada a más alto nivel que la central.

El agua es conducida mediante una tubería de descarga a la sala de máquinas de la central, donde mediante enormes turbinas hidráulicas se produce la generación de energía eléctrica en alternadores.

Figura 1. Diagrama de una central hidroeléctrica



(Wikipedia @ 2007)

Las turbinas hidráulicas son dispositivos motrices capaces de convertir la energía hidráulica en energía mecánica.

En una máquina hidráulica, el agua intercambia energía con un dispositivo mecánico de revolución que gira alrededor de su eje de simetría; éste mecanismo lleva una o varias ruedas, (rodetes o rotores), provistas de álabes, de forma que entre ellos existen unos espacios libres o canales, por los que circula el agua. (Turbinas hidraulicas@2002)

Una turbina hidráulica elemental o monocelular, se compone de un elemento fijo y una rueda móvil (lo que compone una célula), una turbomáquina monocelular esta compuesta de tres elementos diferentes que el agua va atravesando sucesivamente, el distribuidor, el rodetes y el tubo de aspiración.

El distribuidor es un elemento cuyas funciones principales son el direccionamiento del fluido desde la entrada de la turbina hasta el rodetes y la distribución uniforme del fluido a través del mismo. Además de esto el distribuidor es el elemento que se encarga de convertir la energía de presión contenida en el fluido en energía de velocidad. En algunos tipos de turbinas el distribuidor se encuentra precedido por una cámara espiral o voluta que se encarga de conducir el agua desde la sección de entrada asegurándose a su vez de repartirla simétricamente en la superficie del distribuidor.

Se podría decir que el rodetes es el elemento fundamental de la turbina, esta provisto de álabes en los cuales hay un intercambio de energía entre el agua y la turbina. Dependiendo si existe o no variación en la presión en el rodetes, las turbinas pueden ser clasificadas en turbinas de acción o de reacción.

En las turbinas de acción el agua sale del distribuidor a la presión atmosférica, y llega al rodete con la misma presión; en estas turbinas, toda la energía potencial del salto se transmite al rodete en forma de energía cinética.

En las turbinas de reacción el agua sale del distribuidor con una cierta presión que va disminuyendo a medida que el agua atraviesa los álabes del rodete, de forma que, a la salida, la presión puede ser nula o incluso negativa; en estas turbinas el agua circula a presión en el distribuidor y en el rodete y, por lo tanto, la energía potencial del salto se transforma, una parte, en energía cinética, y la otra, en energía de presión. (Turbinas hidraulicas@2002)

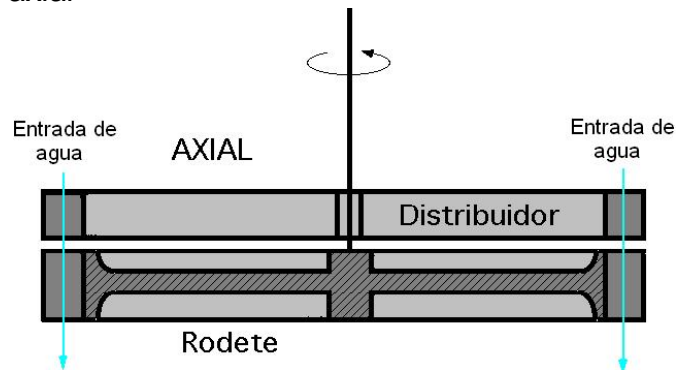
Cabe anotar que en las turbinas de acción, el empuje y la acción del agua coinciden, mientras que las turbinas de reacción, ambos son opuestos.

El tubo de aspersión o difusor es el conducto por el cual el agua sale del rodete y que mediante un ensanchamiento progresivo, recto o acodado permite recuperar parte de la energía cinética.

Dependiendo de la dirección de entrada del agua a la turbina estas pueden ser clasificadas en:

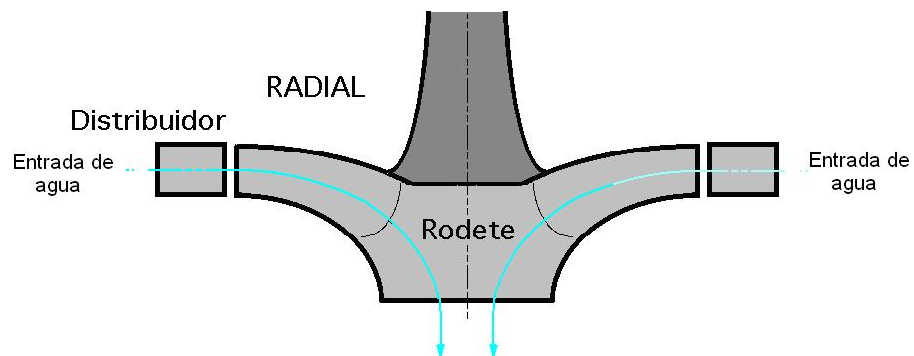
- Turbinas axiales: en estas, el agua de forma paralela al eje. Entre este tipo de turbomáquinas se encuentran la turbinas tipo Kaplan, de hélice y de bulbo.

Figura 2. Turbina axial



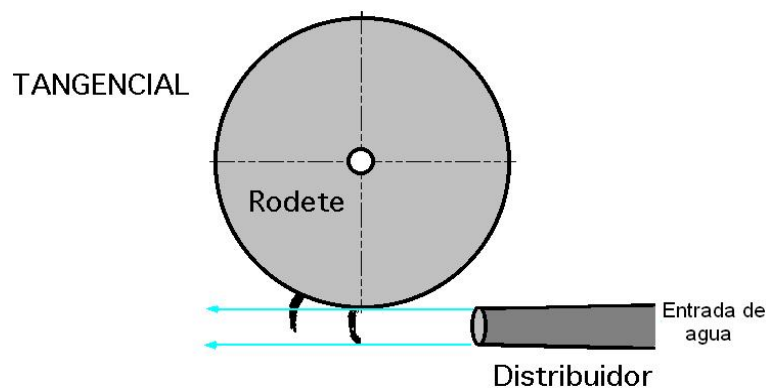
- Turbinas radiales: el agua entra perpendicular al eje, son centrífugas si el agua va de adentro hacia fuera o centrípetas si el agua va de afuera hacia adentro. Entre las turbinas radiales se encuentran las turbinas tipo Francis.

Figura 3. Turbina radial



- Turbinas tangenciales: el agua entra lateral o tangencialmente contra álabes de la rueda. Las turbinas Pelton son un ejemplo de este tipo de turbinas.

Figura 4. Turbina tangencial



Este proyecto se centra en las turbinas hidráulicas utilizadas en la generación de energía hidroeléctrica, específicamente en las turbinas tipo Francis, con este proyecto se busca conocer las distintas pruebas que evalúan el comportamiento de dicho tipo de turbinas y la normatividad que rige dichas pruebas.

2. OBJETIVOS

2.1 GENERAL

Construir un documento que recopile todas las pruebas de comportamiento de las turbinas Francis y la normativa que soporta dichas pruebas.

2.2 ESPECÍFICOS

- Revisar la bibliografía existente sobre ensayos y pruebas realizados para la verificación del comportamiento de turbinas tipo Francis.
- Establecer el estado del arte para las turbinas tipo Francis en el que se especifiquen las generalidades del funcionamiento de estas y los tipos de monitoreo realizados a estas.
- Identificar las distintas pruebas de comportamiento efectuados para analizar la conducta de las turbinas tipo Francis.
- Describir la normativa que rige las pruebas de comportamiento para las turbinas tipo Francis.
- Realizar las conclusiones, las recomendaciones pertinentes y las propuestas de nuevas líneas de trabajo.

3. ESTADO DEL ARTE

En 1826 Benoit Fourneyron desarrolló una turbina de flujo externo de alta eficiencia (80%). El agua era dirigida tangencialmente a través del rodete de la turbina provocando su giro. Alrededor de 1820 Jean V. Poncelet diseñó una turbina de flujo interno que usaba los mismos principios, y S. B. Howd obtuvo en 1838 una patente en los EE.UU. para un diseño similar.

En 1848 James B. Francis mejoró estos diseños y desarrolló una turbina con el 90% de eficiencia. Aplicó principios y métodos de prueba científicos para producir la turbina más eficiente elaborada hasta la fecha. Más importante, sus métodos matemáticos y gráficos de cálculo mejoraron el estado del arte en lo referente a diseño e ingeniería de turbinas. Sus métodos analíticos permitieron diseños seguros de turbinas de alta eficiencia. (Wikipedia @ 2007)

Su concepción aventajó a la mayoría de las formas anteriores de turbinas en que el flujo se dirigía bajo presión en sentido centrípeto, con lo que cualquier tendencia a acelerarse quedaba parcialmente contrarrestada por la reducción de flujo debida al aumento de la fuerza centrífuga. (INSPT @ 2007)

El rodete era similar al rodete de una bomba centrífuga, con un flujo radial predominante y además, con los mismos radios de entrada y salida para todas las líneas de corriente.

Cuando comienza a aumentar la necesidad de conseguir mayores potencias a velocidades más altas, se vio la obligación de adoptar el rodete para flujos más caudalosos sin aumentar el diámetro.

Esto solamente podía realizarse haciendo que el agua siguiera una dirección radial-axial.

El resultado de esto fue el tipo de turbina que se conoce actualmente. Si bien las turbinas actuales guardan pocas semejanzas con la turbina Francis original, su principio de funcionamiento sigue siendo el mismo.

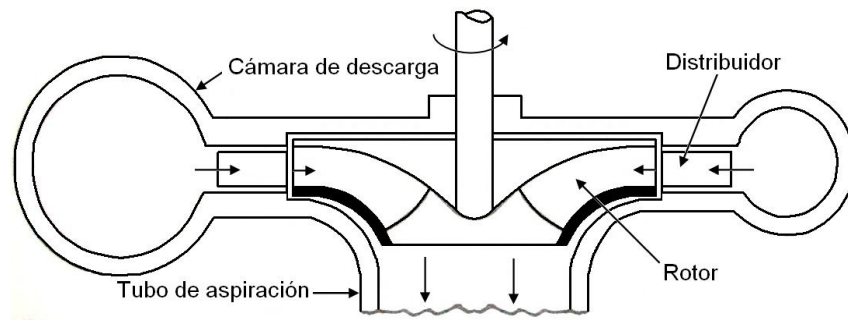
La turbina Francis puede ser utilizada en distintos tipos de complejos hidroeléctricos, debido a su versatilidad para trabajar a diferentes condiciones de carga y caudal, las turbinas Francis son el tipo de turbinas mas usado en el mundo en la actualidad.

La tendencia en las turbinas hidráulicas modernas es utilizar caídas mayores y máquinas más grandes. Según el tamaño de la unidad en el caso de las turbinas Francis se emplean en caídas de hasta 610 m. Las turbinas más grandes del mundo están en una planta generadora de la presa de Itaipú, entre Paraguay y Brasil, donde se utilizan 18 turbinas de tipo Francis de 700 megavatios (MW) de potencia cada una, que consiguen un total de 12.600 MW. (Encarta @2007)

Dependiendo de la acción del agua dentro de la turbina tipo Francis, esta puede ser una turbina Francis Pura o mixta.

En el caso de la turbina Francis pura, la transferencia energética del agua al rotor se realiza a medida que el agua atraviesa los alabes en dirección radial, de afuera hacia adentro, aprovechando de esta manera al máximo la acción centrípeta por medio de un recorrido radial relativamente largo, sin embargo, esto hace que el desfogue central se dificulte, por lo cual el gasto se halla de cierta manera limitado. La turbina Francis pura es utilizada normalmente para saltos de agua con cargas relativamente grandes y caudales reducidos.

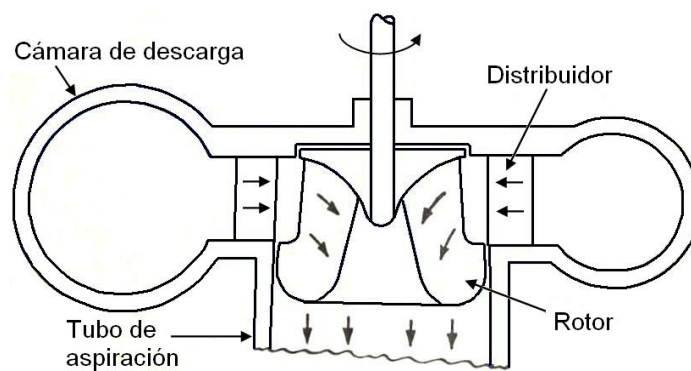
Figura 5. Turbina Francis pura



(Polo, 1980, 116)

En la turbina Francis mixta, el agua también recorre los álabes en dirección radial y de afuera hacia adentro, sin embargo, esto ocurre solo en la parte superior de los álabes, terminando el agua su recorrido por los álabes en dirección axial (como se muestra en la Figura 6), de esta manera la turbina trabaja en su fase final como una turbina axial.

Figura 6. Turbina Francis mixta



(Polo, 1980,116)

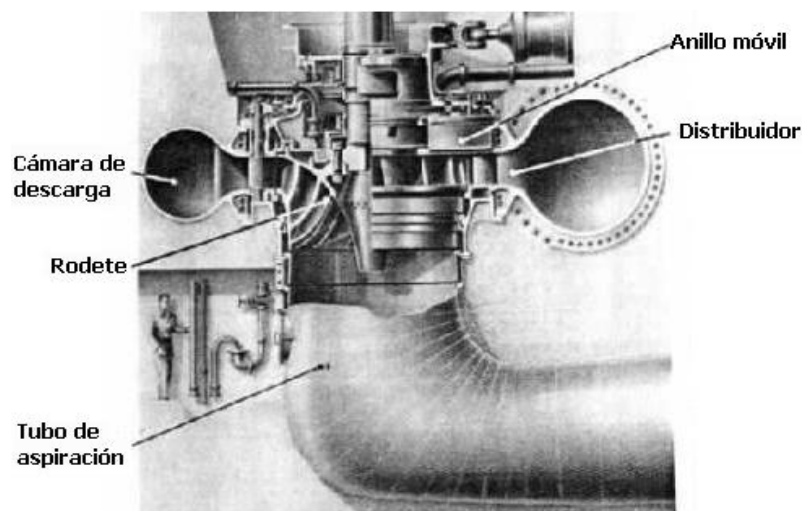
Para lograr la doble acción en la turbina la geometría del álabe debe ser alargada en su dirección axial, al mismo tiempo que presenta una forma abocardada que facilita la salida de un mayor caudal. Este tipo de turbina Francis es aplicada en saltos de agua con cargas medianas a bajas y caudales de medianos a grandes.

3.1 PRINCIPIO DE OPERACIÓN DE LAS TURBINAS TIPO FRANCIS

La turbina Francis es una de las turbinas hidráulicas más comunes. Esta turbina es radial, de flujo mixto, y se ocupa con diferencia de cota entre 5 m y 500 m. La eficiencia es similar a la de las turbinas de hélice.

Como se observa en la Figura 7, una turbina Francis esta compuesta principalmente de una cámara de descarga, que es por donde entra el agua; una voluta o cámara espiral, encargada de la distribución uniforme del agua; un rodete, constituido por un numero determinado de álaves y un tubo de aspiración, por el cual sale el agua de la turbina.

Figura 7. Componentes de una turbina tipo Francis



(Zuluaga@2002)

En las turbinas Francis el agua que viene del ducto entra perpendicularmente al eje de la turbina y sale paralela a este. El agua entra a la turbina por la cámara de descarga, de allí va al rodete el cual es impulsado por el agua y comienza a girar, para controlar el caudal de agua en el rodete se usan unas paletas directrices dispuestas de manera circular, este conjunto es denominado distribuidor, las paletas directrices se mueven sobre un pivote individual de tal forma que llegan a tocarse en la posición de cerrado, en cuyo caso no entra agua en el rodete, y tienen sus caras casi paralelas en la posición de abierto, en cuyo caso el caudal de agua recibido por el rodete es máximo, regulando de esta manera el caudal. Las paletas directrices del distribuidor son accionadas mediante un anillo móvil que conecta todas las paletas, el anillo móvil es a su vez accionado mediante el regulador de velocidad de la turbina. Luego de pasar por el rodete, el agua sale de la turbina por el tubo de aspiración.

3.2 CONFIGURACION DE LAS TURBINAS FRANCIS

Las turbinas Francis pueden ser verticales u horizontales, en el caso de las turbinas Francis horizontales, la cámara de descarga rodea verticalmente, mientras que la cámara de aspiración sigue siendo vertical, como en las turbinas Francis verticales.

Existen varios criterios que hay que tener en cuenta a la hora de elegir entre una turbina Francis horizontal o vertical, sin embargo, la configuración horizontal presenta las siguientes ventajas sobre la turbina Francis horizontal:

- La turbina y el generador son completamente separados, lo que genera una disposición ventajosa del cuarto de máquinas, ya que, el generador y la turbina están al mismo nivel.

- Facilidad en el montaje.
- Facilidad para la reparación tanto de la turbina como del generador.
- Costo reducido de la turbina y del generador. (Zuluaga@2002)

Para resumir, la tendencia actual es la de utilizar turbinas Francis horizontales, sin embargo, el cambio a estas ha sido algo lento debido a que las empresas constructoras de turbinas tienen mayor experiencia en la construcción de turbinas verticales.

3.3 VENTAJAS DE LAS TURBINAS FRANCIS

Entre las ventajas del uso de turbinas Francis para alturas de salto grandes y medias están:

- Son de menor peso.
- Tienen un mayor rendimiento máximo.
- Aprovechan aun más el desnivel, debido al tubo de aspiración.
- Su alternador más económico.
- Sus dimensiones en planta de la central son más reducidas.
- Mayor economía en la turbina.

- Reduce los costos de excavación y cimientos.
- Tiene mejores rendimientos a cargas parciales que las turbinas con hélices de palas fijas.
- Tiene menor peligro de cavitación. (Alvarez@2002)

3.4 TECNICAS DE MONITOREO

A continuación se listan las técnicas con aplicación conocida a turbinas hidráulicas, ello según la investigación realizada, estas técnicas se encuentran clasificadas en térmicas, tribológicas y de vibraciones. Posteriormente se tratan las demás técnicas investigadas, de las cuales, no se encontró aplicación a máquinas hidráulicas, esto obedece a que su utilización se hace sobre problemas específicos de cada central hidroeléctrica y por tanto su publicación es limitada. (Gallego, 2006, 37)

3.4.1 Vigilancia de las temperaturas

El monitoreo de temperaturas se puede hacer mediante termocuplas, termografías infrarrojas, sensores de temperatura, sensores de contacto, etc. Con este tipo de monitoreos se busca encontrar posibles fallas en elementos móviles de la turbina como son rodamientos y deformaciones térmicas en el rodete. (Gallego, 2006, 37)

3.4.2 Inspección visual, acústica y al tacto de componentes

La presencia de ruidos anormales y desgastes inusuales, pueden indicar posibles fallas dentro de una turbina.

Una gran desventaja de este método de monitoreo es la subjetividad de las mediciones, esto es, la dependencia de la forma de percepción de quien adelanta la inspección. (Gallego, 2006, 39)

3.4.3 Análisis de vibraciones

Permite detectar defectos internos como: desalineaciones de rodamientos y poleas, desequilibrios dinámicos, desgastes de engranajes, sobrecargas, ejes defectuosos, etc.

Las turbinas Francis durante su funcionamiento soportan esfuerzos dinámicos de origen hidráulico, mecánico y eléctrico que inducen vibraciones y establecen un estado de tensiones variables que provocan el envejecimiento y el desgaste de sus componentes. (Gallego, 2006, 43)

3.5 MODO DE FALLA CRÍTICO

Uno de los resultados que arrojo el proyecto de grado “Caracterización de una turbina del tipo Francis utilizada por una empresa local de generación de energía” realizado por Juan Esteban Gallego B, fue que la cavitación es el modo de falla más crítico para las turbinas Francis.

La aparición de la cavitación y sus consecuencias son función de factores como el diseño y tamaño de la máquina, la velocidad específica o el punto de funcionamiento, entre otros, su presencia en una máquina hidráulica obliga a determinar si esta puede o no continuar operando, dependiendo de los niveles tolerados por la turbina.

La manera mas recomendada para el monitoreo de la cavitación en turbinas hidráulicas es el análisis de vibraciones, para esto son utilizados sensores de presión y aceleración. (Gallego, 2006, 98)

4. PARAMETROS DE COMPORTAMIENTO

En general, para describir el comportamiento de cualquier tipo de máquina, es necesario comparar su conducta con la de datos experimentales de otras máquinas similares.

Para esto es necesario conocer las variables características para el diseño y selección de turbinas y de esta manera acercarnos más al comportamiento eficiente de estas.

4.1 RELACIONES DE SEMEJANZA

Las relaciones de semejanza que se aplican a las turbinas hidráulicas, buscan dar una descripción del funcionamiento de una turbina dada, mediante la comparación de esta con el funcionamiento, experimentalmente conocido, de otra turbina modelo, o bien de la misma turbina bajo condiciones de operación modificadas que pueden ser un cambio de velocidad de rotación o en el salto, entre otras.

La semejanza puede probarse formalmente, pero es evidente, que si dos condiciones de operación son tales que todos los coeficientes de funcionamiento tienen el mismo valor, sin tener en cuenta los valores individuales de las variables separadamente, se tienen exactamente condiciones físicas similares en ambas máquinas. (Polo, 1980, 24)

Para que la descripción del comportamiento de una turbina a partir de los ensayos hechos en un modelo sean validos, es decir, que haya una semejanza física completa entre el modelo y la turbina real, deben cumplir tres condiciones:

- Semejanza geométrica
- Semejanza cinemática
- Semejanza hidrodinámica

La Semejanza geométrica en una turbomáquina hidráulica exige que toda la parte de la máquina ocupada por el flujo se realice a escala en el modelo: Cámara espiral, pre-distribuidor, distribuidor, rotor etc., es decir, no solo entre los, pasajes fluidos sino también entre los escurrimientos respectivos dentro de dichos pasajes. (UNCOMA@2003)

La semejanza cinemática consiste en que los triángulos de velocidad tanto en la turbina real como en el modelo sean semejantes, al igual que las redes de flujo del que se presenten en el movimiento del fluido a través de la turbina. Esto se puede de cierta manera resumir en que para que haya una semejanza cinemática debe existir la misma relación entre todas las velocidades o cantidades cinemáticas

La semejanza hidrodinámica ocurre cuando las relaciones entre las magnitudes de las fuerzas son las mismas, en el mismo instante y en el mismo punto en ambas turbinas.

Es importante anotar que la semejanza física completa es muy difícil de lograr, por lo que es necesario hacer una ponderación de todas las variables en cada momento.

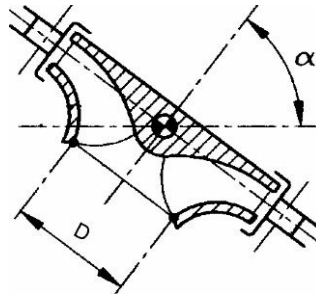
4.2 LEYES Y COEFICIENTES DE FUNCIONAMIENTO

El concepto de semejanza en las turbomáquinas hidráulicas en general encuentra su razón de ser a partir de los coeficientes de funcionamiento, los cuales tienen su origen en las leyes de funcionamiento.

Las leyes de funcionamiento se pueden resumir como las relaciones que se establecen entre las principales variables que rigen la mecánica del fluido en la turbina. Dichas variables son:

- El caudal o gasto volumétrico, Q
- La carga efectiva que actúa sobre la máquina (altura de salto), H
- La potencia transferida, P
- El torque, T
- La velocidad de giro, N
- La densidad del fluido, ρ
- La viscosidad absoluta del fluido, μ
- La elasticidad del fluido, E
- El diámetro de referencia, D

Figura 8. Diámetro de referencia para turbinas tipo Francis



(IEC 60193, 1999, 10)

Sin embargo las leyes de funcionamiento son establecidas únicamente a partir de las seis primeras variables, teniendo en cuenta que para un fluido como el agua la potencia transferida, el torque y la elasticidad tienen valores que pueden ser considerados como invariables en la forma siguiente¹:

Tabla 1. Leyes de funcionamiento

	Para $D = cte$	Para $N = cte$	Variación de N y D simultanea
Caudal o gasto	$Q \propto N$	$Q \propto D^3$	$Q \propto ND^3$
Carga	$H \propto N^2$	$H \propto D^2$	$H \propto N^2 D^2$
Potencia	$P \propto N^3$	$P \propto D^5$	$P \propto N^3 D^5$
Torque	$T \propto N^2$	$T \propto D^5$	$T \propto N^2 D^5$

(Polo, 1980,25)

Los coeficientes de funcionamiento adimensionales se obtienen a partir de introducir las cantidades que hacen las relaciones indicadas en la Tabla 1 congruentes, además de esto se hace necesario la inclusión la densidad del fluido

¹POLO ENCINAS, Manuel. Turbomáquinas hidráulicas: Principios fundamentales. México: Limusa, 1980. p. 25.

y de la constante gravitacional (g). Teniendo esto en cuenta se tienen los siguientes coeficientes de funcionamiento:

Tabla 2. Coeficientes de funcionamiento

Coeficiente de caudal o gasto, C_Q	$C_Q = \frac{Q}{ND^3} \quad (1)$
Coeficiente de carga H, C_H	$C_H = \frac{Hg}{N^2 D^2} \quad (2)$
Coeficiente de potencia, C_P	$C_P = \frac{Pg}{\rho N^3 D^5} \quad (3)$
Coeficiente de Torque, C_T	$C_T = \frac{Tg}{\rho N^2 D^5} \quad (4)$

(Polo, 1980,26)

El coeficiente de caudal es útil para los casos en que se busque una semejanza geométrica o cinemática, mientras que los demás coeficientes se usan para la semejanza dinámica.

4.3 TURBINA UNIDAD

La turbina unidad es una turbina modelo que tiene un diámetro de salida del rodete igual a un metro y trabaja con un salto de un metro. La turbina unidad es utilizada para encontrar los parámetros reducidos mediante las leyes de semejanza, también es útil para la obtención de diagramas en turbinas semejantes.

4.4 VELOCIDAD ESPECÍFICA, n_s

La velocidad específica es sin lugar a duda uno de los parámetros principales para describir el comportamiento de las turbinas, debido a que es a partir de este

parámetro que fija la velocidad de giro de la turbina. La ecuación para este parámetro es la siguiente:

$$n_s = \frac{N\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (5)$$

La Ecuación 5 se obtiene a partir de relacionar los coeficientes de potencia y carga, eliminando mutuamente de dichas expresiones el diámetro de referencia.

Para las turbinas tipo Francis la velocidad específica se encuentra entre 55 y 440, en unidades del sistema métrico. En la Tabla 3 se presentan algunas características de las turbinas Francis a partir de la velocidad específica.

Tabla 3. Características de las turbinas Francis a partir de la velocidad específica

Tipo de turbina Francis	Lenta	Normal	Rápida
Velocidad específica, n_s	55 a 100	125 a 200	225 a 440
Angulo del distribuidor, α	15°	30°	45°
Angulo de inclinación de los álabes, β	60°	90°	125°
Relación de altura del distribuidor al diámetro del rodete, B/D	0.03	0.12	0.6

(Polo, 1980,131)

4.5 ENERGIA ESPECÍFICA NETA POSITIVA DE ASPIRACION, $NPSE$

La energía específica neta positiva de aspiración corresponde a la energía de presión disponible en la entrada por encima de la presión de vaporización necesaria para llevar el fluido en la altura z , vencer las resistencias en ese recorrido y acelerar el fluido desde la velocidad en la entrada hasta la velocidad en el lugar de cavitación.

La energía específica neta positiva de aspiración ($NPSE$), esta dada mediante la Ecuación 6:

$$NPSE = \frac{p_{abs2} - p_{va}}{\rho_2} + \frac{v^2}{2} - g(H_r - H_2) \quad (6)$$

Donde:

p_{abs2} , es la presión estática absoluta del fluido en la sección 2 (ver Figura 9)

p_{va} , es la presión de vapor absoluta

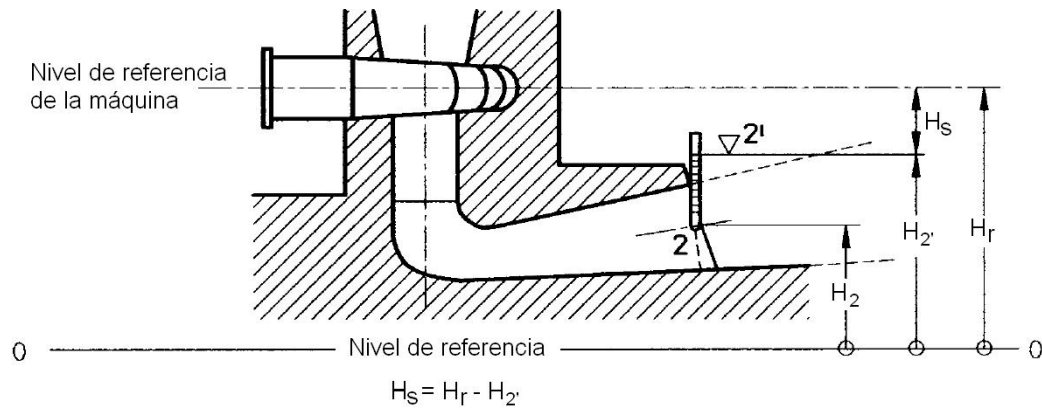
ρ_2 , es la densidad del fluido en la sección 2 (ver Figura 9)

v , es la velocidad media

H_r , Altura o nivel de referencia de la máquina

H_2 , Altura de la sección 2 (ver Figura 9)

Figura 9. Determinación de la NPSE



(IEC 60041, 1994, 21)

4.6 PARAMETROS REDUCIDOS O UNITARIOS

Los parámetros reducidos son valores que resultan sumamente convenientes a la hora de graficar diagramas de comportamiento para los diferentes tipos de turbinas y son obtenidos a partir de relaciones de semejanza entre las diferentes variables de las turbinas.

A continuación se listan algunos de los parámetros reducidos mas utilizados para la descripción del comportamiento de las turbinas.

Tabla 4. Parámetros reducidos^{2 3}

Coeficiente de velocidad absoluta reducida, Ψ	$\Psi = \frac{V_m}{\sqrt{2gH}}$ (7)
Coeficiente de velocidad periférica reducida, Φ	$\Phi = \frac{U}{\sqrt{2gH}}$ (8)
Coeficiente de velocidad relativa reducida, C_{vt}	$C_{vt} = \frac{V}{\sqrt{2gH}}$ (9)
Coeficiente de rendimiento manométrico reducido, η_h	$\eta_h = \frac{H}{H_n}$ (10)
Coeficiente de caudal reducido, \underline{Q}	$\underline{Q} = \frac{Q}{\sqrt{2gH}}$ (11)
Coeficiente de velocidad angular reducida, $\underline{\omega}$	$\underline{\omega} = \frac{\omega}{\sqrt{2gH}}$ (12)

4.7 NUMERO DE REVOLUCIONES, $^*\underline{\Omega}$

El número de revoluciones es un parámetro adimensional para la clasificación de turbinas. Todas las turbinas de un mismo tipo tienen el mismo rango de número de revoluciones $^*\underline{\Omega}$, y a su vez este rango varia dependiendo del tipo de turbina.

El número de revoluciones se mide en el punto de máxima eficiencia de la turbina, mediante la siguiente ecuación:

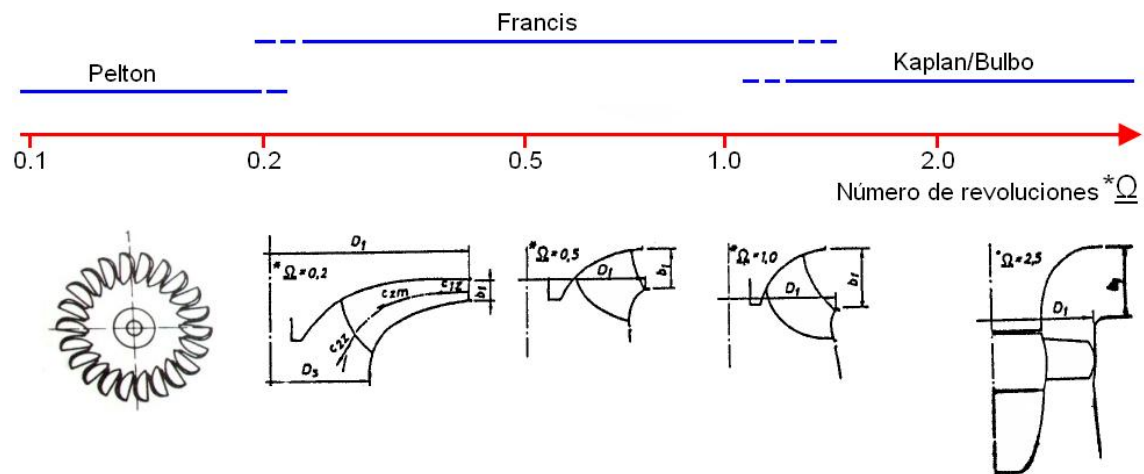
$$^*\underline{\Omega} = ^*\underline{\omega}\sqrt{^*\underline{Q}} \quad (13)$$

²POLO ENCINAS, Manuel. Turbomáquinas hidráulicas: Principios fundamentales. México: Limusa, 1980. p. 25.

³KJOLLE, Arne. Hydropower in Norway. Noruega. <
<http://www.ept.ntnu.no/vk/publikasjoner/pdf/ArneKjolle/titlepage.pdf>>

En la Figura 10 se observan los rangos específicos del número de revoluciones para los principales tipos de turbinas

Figura 10. Clasificación de las turbinas según su número de revoluciones



(EPT@2001)

Como se puede observar las turbinas tipo Francis esta en los rangos entre $0.2 < \Omega < 1.5$, esto implica que el diseño hidráulico del rodete en este tipo de turbinas tiene una gran diferencia entre los valores mas altos a los mas bajos para el numero de revolución. Esto explica porque las turbinas Francis pueden ser clasificadas según su rodete en lentas, normales o rápidas.

4.8 EFICIENCIA GLOBAL, η

La eficiencia global o rendimiento energético total de la turbina, esta dada por la relación existente entre la potencia entregada por la turbina, P_h y la potencia que es transmitida al eje P_m .

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} \quad (14)$$

La potencia entregada por la turbina se obtiene mediante la Ecuación 15:

$$P_h = \rho g Q H \quad (15)$$

Mientras que la potencia transmitida al eje se obtiene con la Ecuación 16:

$$P_m = T \omega \quad (16)$$

Las variables que determinan ambas potencias son conocidas como los parámetros de comportamiento de la turbina.

4.9 COEFICIENTE DE CAVITACION, σ_{nD}

Como se había mencionado anteriormente en el numeral 3.5 la cavitación es el modo de falla crítico en las turbinas tipo Francis.

La cavitación en las turbina tipo Francis puede presentarse debido a una depresión que se forma en la salida del rotor debido al tubo de aspiración.

El coeficiente de cavitación limita la posición de la turbina respecto al nivel de aguas abajo. El coeficiente de cavitación esta dado por la Ecuación 17:

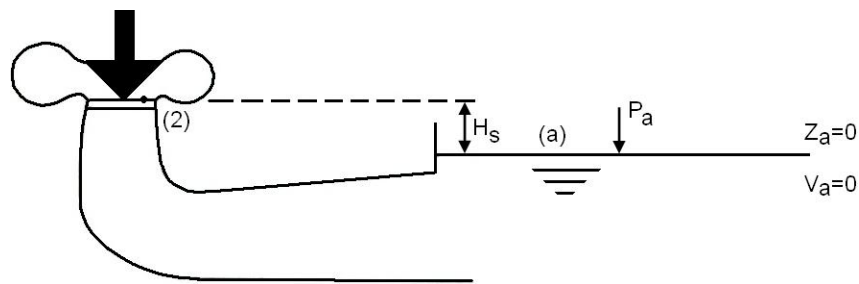
$$\sigma_{nD} = \frac{H_{at} - H_s}{H} \quad (17)$$

Donde:

H_{at} , es la presión atmosférica en metros de columna de agua

H_s , es la altura de aspiración.

Figura 11. Esquema para definir el coeficiente de cavitación, σ_{nD}



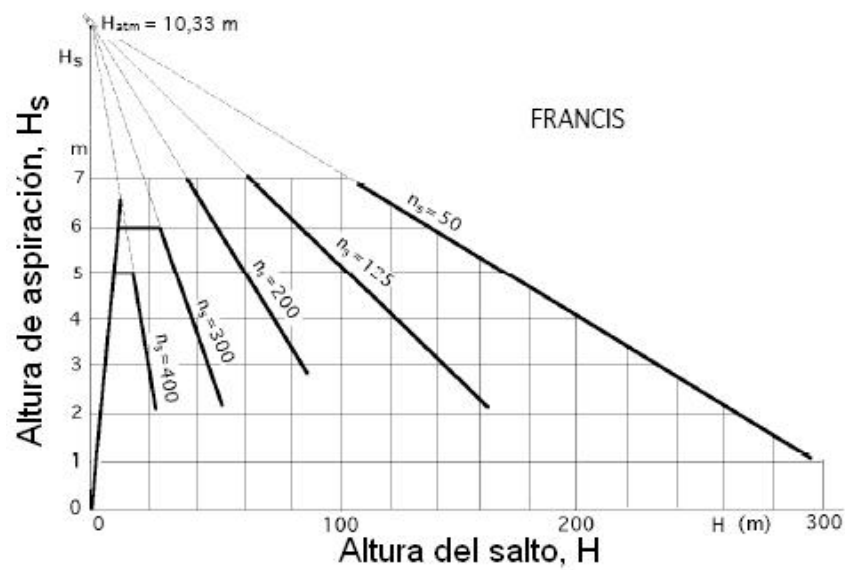
(Polo, 1980, 150)

Las turbinas Francis, por lo general, se sitúan por encima del nivel de aguas abajo, sin embargo, es posible que estas turbinas puedan ser instalada por debajo de dicho nivel mediante el uso de tubos de aspiración acodados.

La posición de la turbina respecto al nivel aguas abajo, se fija mediante la altura de aspiración despejándola de la Ecuación 17. La altura de aspiración se fija normalmente a ± 5 metros, y raras veces esta por encima de este nivel debido a posibles problemas que se puedan generar en la descarga. (Polo, 1980, 150)

En la Figura 12 se muestra la variación de la altura de aspiración de una turbina Francis con respecto a la velocidad específica y la altura del salto, para una turbina ubicada a nivel del mar.

Figura 12. Variación de la altura de aspiración respecto a la altura del salto



(Turbinas hidráulicas@2002)

El concepto de la turbina unidad es altamente utilizado para definir variables con respecto a turbinas modelo en los laboratorios de ensayos.

5. DIAGRAMAS DE COMPORTAMIENTO

Los diagramas de comportamiento, llamadas también curvas características de funcionamiento, son la interpretación gráfica que se le da a los parámetros y variables que se mencionaron en los numerales anteriores de este capítulo.

Los diagramas de comportamiento pueden ser teóricos o reales dependiendo de la fuente de obtención de los datos. Los diagramas teóricos son de gran utilidad a la hora de entender de manera aproximada a las características reales encontradas por medio de la experimentación.

Los diagramas de comportamiento más comunes son aquellos que toman el caudal como variable independiente y lo cualquiera de las otras variables fundamentales como variable dependiente (altura de salto, potencia, eficiencia, etc.), la utilización del caudal como variable independiente se hace debido a que esta variable es básica en la operación de la turbina y su medición es relativamente sencilla.

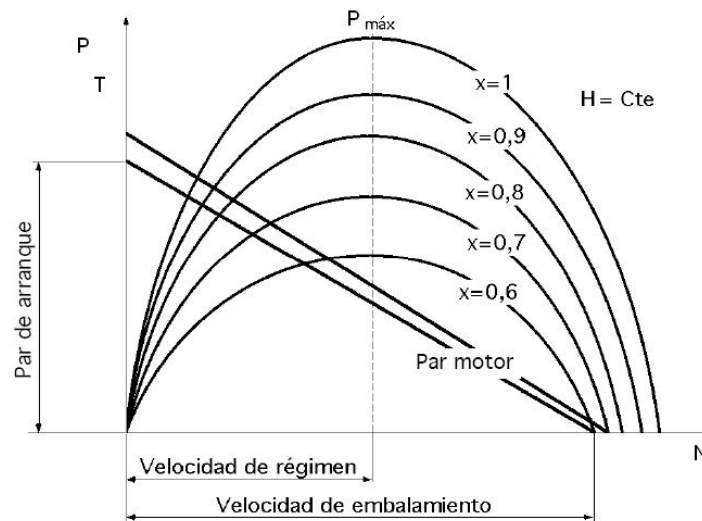
Otro tipo de diagramas muy utilizados son aquellos que relacionan los diferentes coeficientes de comportamiento (por ejemplo $C_H=f(C_Q)$, $C_P=f(C_Q)$). También son altamente utilizados para definir los tipos de turbina, los diagramas en los cuales se toma como variable independiente la velocidad específica (por ejemplo $\eta=f(n_s)$).

5.1 CURVAS DE POTENCIA

Las curvas de potencia son hechas normalmente en función de las revoluciones del rotor N , para distintas aperturas del distribuidor (x).

Estas curvas tienen una forma casi parabólica, el punto máximo de cada curva es tomado como el punto de máximo rendimiento o eficiencia para cada apertura del distribuidor.

Figura 13. Curva característica de potencia para turbina Francis



(Turbinas hidráulicas@2002)

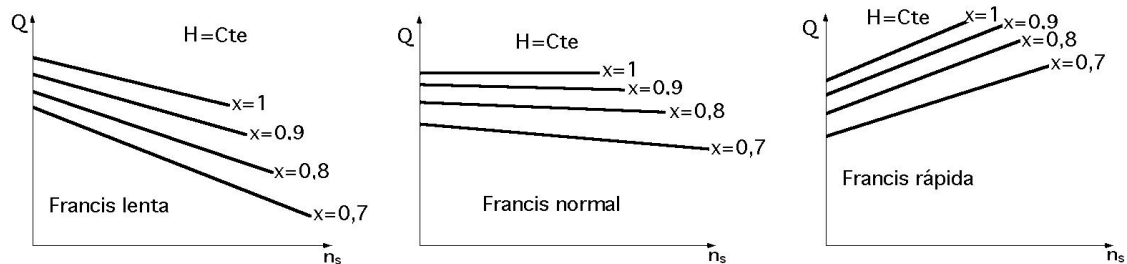
Los puntos de corte con el eje de velocidades se corresponden con las velocidades de embalamiento, distintas para cada valor de x , estando en ese momento sometida la turbina, únicamente, al freno impuesto por las resistencias pasivas, tanto mecánicas como hidráulicas. (Turbinas hidráulicas@2002)

5.2 CURVAS DE CAUDAL

Las curvas de caudal tienen forma lineal, el caudal varía con respecto a la velocidad específica, la inclinación de estas curvas tiende a ser decreciente para

las turbinas Francis lentas y normales, sin embargo, para las turbinas, Francis rápidas sus curvas son crecientes.

Figura 14. Curvas de caudal para los diferentes tipos de turbinas Francis



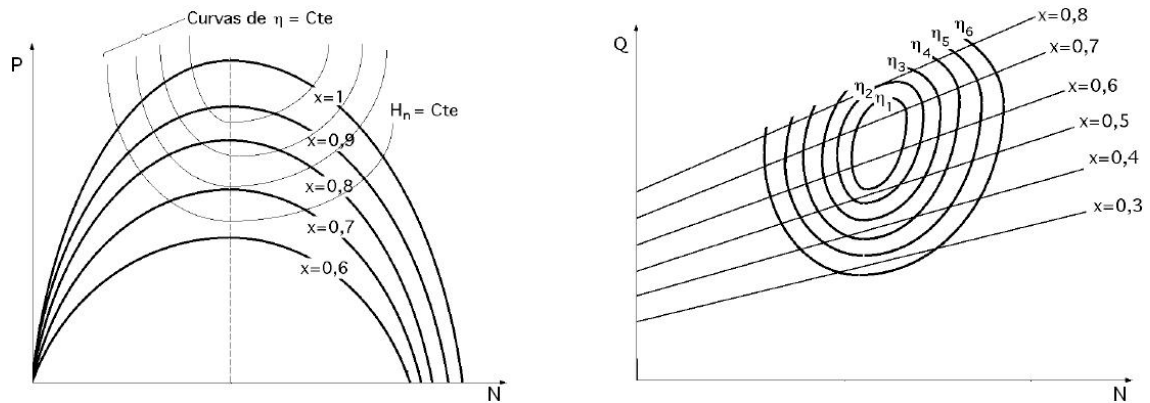
(Turbinas hidráulicas@2002)

5.3 CURVAS TOPOGRAFICAS

También son llamadas curvas en colina o en concha, se obtienen a partir de una serie de ensayos elementales. Al ser constante el salto neto, el rendimiento será una función simultánea de la potencia y las revoluciones, o del caudal y las revoluciones (es decir: $\eta = f_1(P, N)$; $\eta = f_2(Q, N)$).

La representación espacial de estas funciones es una superficie que puede representarse en el plano, para cualquiera de los dos casos, cortándola por planos de eficiencia constante, equidistantes, y proyectando las intersecciones obtenidas sobre el plano (P, N) o sobre el plano (Q, N) , quedando de esta forma representada la colina de rendimientos, por las curvas de igual rendimiento como se ve en la Figura 15. (Turbinas hidráulicas@2002)

Figura 15. Curvas topográficas de potencia y caudal



(Turbinas hidráulicas@2002)

El vértice de la colina de rendimientos se corresponde con la velocidad de régimen y con la potencia o caudal de diseño siempre que la turbina esté racionalmente construida. La mayor o menor proximidad de las curvas en colina da una idea sobre el campo de aplicación de la turbina ensayada. Cuando estas curvas estén muy próximas, el rendimiento variará mucho al modificar las condiciones de funcionamiento, por lo que será conveniente utilizar la turbina en aquellas zonas en donde las curvas se encuentren muy distanciadas, pues de este modo, el rendimiento variará poco al modificar las condiciones de funcionamiento. (Turbinas hidráulicas@2002)

5.4 CURVAS DE LA TURBINA UNIDAD

Partiendo de los parámetros reducidos, la eficiencia puede ser convertida a la turbina unitaria por medio de relaciones de semejanza.

Utilizando el numero de revoluciones, $^*\underline{\Omega}$, como representación de la velocidad angular de la turbina unitaria en el punto de mayor eficiencia.

Considerando un punto de operación arbitrario en la turbina a ser estudiada, el caudal reducido de la turbina unitaria correspondiente a este punto se expresa como:

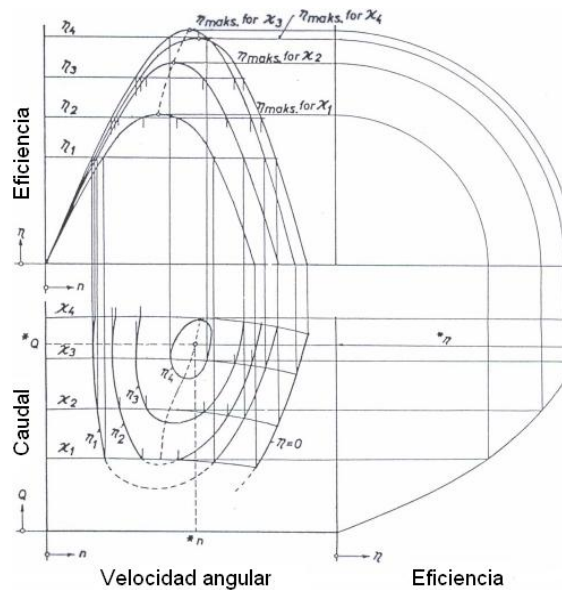
$$\underline{Q}_U = \frac{Q}{*Q} \quad (18)$$

La Ecuación 18 anterior se utiliza como variable dependiente para el diagrama topográfico, mientras que la variable independiente será la relación existente entre el número de revoluciones y la velocidad angular del a siguiente manera:

$$\frac{\Omega}{*\Omega} = \frac{\omega}{*\omega} \quad (19)$$

El diagrama obtenido a partir de dichas relaciones, se muestra en la Figura 16.

Figura 16. Curva característica de la turbina unitaria



(EPT@2001)

6. NORMATIVIDAD PARA PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO

Habiendo conocido ya las variables principales que rigen el comportamiento de las turbinas hidráulicas y la manera gráfica de interpretar dichas variables, procedemos a identificar la normatividad que rige la validez y aceptación de las diferentes pruebas y ensayos realizados para hallar valores lógicos a las variables comprometidas y de esta manera encontrar el punto de operación óptima de la turbomáquina.

En este capítulo se mostraran las diferentes normas que la Comisión Electrotécnica Internacional (CEI o IEC, por sus siglas en inglés⁴) propone para las pruebas y la medición de los distintos parámetros necesarios para describir el comportamiento de las turbinas hidráulicas y los objetivos buscados por cada una de estas normas.

6.1 NORMAS DE LA IEC QUE APLICAN

La IEC es una organización encargada de la generación de distintas normas y estándares relacionados a los campos de la electricidad, electrónica y todos los campos relacionados.

A continuación se enumeran las normas que esta organización profiere para el estudio y evaluación de turbinas hidráulicas.

⁴International Electrotechnical Commission

6.1.1 IEC 60041 “Campo de aceptación para determinar el comportamiento hidráulico de Turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba”

Esta norma establece los tipos de ensayos realizados en centrales hidráulicas para determinar en que medida han sido respetadas las garantías contractuales principales⁵. Establece las reglas que gobiernan el proceso de ensayos y prescribe las medidas a adoptar en caso de inconformidad en una fase cualquiera de los ensayos. Además, establece los métodos de cálculo de los resultados, así como la extensión, el contenido y el modo de presentación del informe final.

Los objetivos de esta norma son:

- Definir los términos y magnitudes utilizados.
- Especificar los métodos de ensayo y las formas de medir las magnitudes que permitan evaluar las prestaciones hidráulicas⁶ de la turbina.
- Determinar que las garantías contractuales que están dentro del campo de aplicación de la norma se han cumplido.

Esta norma es aplicada de manera general a turbinas hidráulicas tanto de acción y como de reacción, bombas de acumulación y turbinas-bomba.

⁵Como garantías contractuales se pueden entender el cumplimiento de la máquina hidráulica de los parámetros de funcionamiento (Potencia, caudal, rendimiento, etc.) establecidos por el constructor en el contrato.

⁶Las prestaciones hidráulicas según la norma IEC 60193 se definen como: “Todas las magnitudes que caracterizan el comportamiento de la máquina atribuibles a los efectos hidrodinámicos”.

La norma aplica para máquinas con potencia mayor a 5 MW o con un diámetro de referencia mayor a 3m, sin embargo, puede ser aplicada para máquinas con potencia y dimensiones menores a las antes dichas.

Esta norma no se refiere ni a los detalles constructivos de las máquinas ni a las propiedades mecánicas de sus distintos elementos. (IEC 60041, 1991, 1)

6.1.2 IEC 60193 “Turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba. Pruebas de aceptación en modelos”

En esta norma se establecen las pruebas y ensayos de aceptación realizados en modelos de las máquinas hidráulicas citadas en el título de la norma. Al igual que la norma IEC 60041, esta norma busca determinar el cumplimiento de las garantías contractuales para las prestaciones hidráulicas principales.

En la norma también se fija el reglamento a seguir para la realización de los ensayos y las medidas a seguir en caso de inconformidad en cualquiera de las fases de la prueba.

Los objetivos de la norma son:

- Definir los términos y las magnitudes utilizadas.
- Precisar los métodos de ensayo y la forma de medir las magnitudes involucradas, que permiten evaluar las prestaciones hidráulicas del modelo.
- Precisar los métodos de cálculo de los resultados y de comparación con las garantías.

- Determinar si las garantías contractuales, que son objeto de esta norma, son respetadas.
- Definir la amplitud, el contenido y la presentación del informe final.

La norma es aplicada a modelos de laboratorio cuya potencia unitaria sea mayor a 5 MW o cuyo diámetro de referencia sea mayor a 3 m. Normalmente la aplicación de esta norma no se justifica para máquinas con dimensiones o potencia menores a las antes mencionadas, sin embargo, esta norma puede ser utilizada.

Esta norma no se refiere ni a los detalles de construcción de la máquina, ni a las propiedades mecánicas de sus diferentes partes, dado que estos elementos no afectan el funcionamiento del modelo ni a la relación entre las prestaciones del modelo y las de la máquina hidráulica.

Se recomienda de forma particular la realización de los ensayos en modelos, cuando las condiciones prácticas en las que serán hechos los ensayos de recepción en la central (IEC 60041) no permitan probar el cumplimiento de las garantías dadas para la máquina.

Esta norma también puede ser utilizada en ensayos de modelos utilizados para otros fines, por ejemplo, ensayos comparativos o trabajos de comparación y desarrollo. (IEC 60193, 1999,1)

6.1.3 IEC 60609-1 “Turbinas hidráulicas, bombas de acumulación y turbinas-bomba. Evaluación de la erosión por cavitación. Parte 1: Evaluación en turbinas de reacción, bombas de acumulación y turbinas-bomba”

Esta norma consta de dos partes, en la primera (la que aplica para nuestros propósitos) se evalúa la cavitación en turbinas de reacción, bombas de

acumulación y turbinas bomba; en la segunda parte de la norma se evalúan las turbinas Pelton.

En la norma IEC60609 se establecen las medidas y evaluación de la cantidad de erosión por cavitación presente en ciertas partes específicas de la máquina hidráulica para las condiciones dadas de potencia, energía hidráulica específica, velocidad, operación, etc.

La erosión por cavitación esta basada en la pérdida de material durante un tiempo preestablecido o bajo las condiciones de operación definidas.

La norma no cubre otros efectos que puedan ser causados por la cavitación tales como cambios en la potencia y/o eficiencia, vibración, ruido y defectos revelados durante la operación.

Para la aplicación de esta norma se asume que la máquina no esta expuesta a aguas químicamente agresivas, esta agresividad del agua depende de sus diferentes componentes químicos y la reacción con los componentes de la máquina, por lo tanto es recomendable analizar el agua previamente. Esta norma no establece límites particulares para definir si el agua es químicamente agresiva o no. (IEC 60609 -1, 2004, 1)

6.1.4 IEC 60994 “Guía para la medida en campo de vibraciones y pulsaciones en máquinas hidráulicas (turbinas, bombas de acumulación y turbinas-bomba)”

Esta norma establece las reglas que aplican a la hora de realizar pruebas de vibraciones y/o pulsaciones.

Los objetivos de esta norma son:

- Establecer métodos para la medición y procesamiento de los datos de ensayo.
- Indicar los criterios unificados para la comparación de vibraciones y pulsaciones en diferentes máquinas hidráulicas.
- Asegurar la posibilidad de acumular datos actuales de suficiente homogeneidad para distintas máquinas hidráulicas.

Esta norma no se interesa en las pruebas realizadas para propósitos investigativos, sin embargo, los métodos descritos en la norma pueden ser utilizados como guía.

Las pruebas de vibración y pulsación realizadas en modelos de laboratorio y/o en elementos separados de la máquina no son contempladas dentro de esta norma, sin embargo, de ser posible hacer pruebas de pulsación en modelos, esta norma debería ser tomada en consideración.

En esta norma no se incluyen recomendaciones para identificar y eliminar causa de vibración. (IEC 60994, 1999, 1)

7. CONDICIONES DE ENSAYO EN MODELOS

Antes de comenzar a hablar de los diferentes ensayos realizados en modelos es necesario revisar los requerimientos mínimos a ser cumplidos por el laboratorio para que los ensayos sean aceptados.

Las pruebas realizadas modelos deben ser realizadas en laboratorios que cumplan con la norma IEC 60193 en cuanto a capacidad y calidad de los equipos e instrumentos de medida utilizados.

Además de esto, para llevar a cabo un buen ensayo es necesario tener en cuenta las limitantes de diseño propuestas en la Tabla 5, las restricciones mecánicas que posea el modelo debido a su concepción y las posibles restricciones que puedan surgir a su vez de la instalación del circuito de ensayo y del la instrumentación disponible.

Se debe tener en cuenta que los modelos que se utilicen para ensayos comparativos deben tener las mismas dimensiones y ser ensayados al mismo número de Reynolds o lo mas aproximado a este que sea posible.

Para los ensayos de prestaciones es preferible trabajar con una energía hidráulica específica que este por encima del valor mínimo, para que de esta manera se pueda obtener un número de Reynolds más alto y cercano al de la turbina real, disminuyendo a su vez la incertidumbre relativa de medida.

Para los ensayos de cavitación no se hace necesario trabajar a la misma energía hidráulica específica de la turbina real, sin embargo, por razones de precisión en

las medidas es recomendable no trabajar con energías hidráulicas específicas pequeñas.

7.1 CALIDAD DEL AGUA

Es también importante que la calidad del agua utilizada para los ensayos sea revisada, debido a que la presencia de sólidos suspendidos o sustancias químicas que puedan perjudicar las propiedades fundamentales del agua (densidad, viscosidad, etc.).

También es necesario que el gas presente en el agua pueda ser medido (preferiblemente debe ser medido lo mas cerca de la entrada posible) durante el ensayo para que de esta manera se pueda asegurar la repetibilidad en los ensayos de cavitación.

El aire disuelto dentro de circuitos cerrados puede causar la aparición de gérmenes que propicien la cavitación, dichos gérmenes pueden influenciar fuertemente el aspecto de las curvas de cavitación resultantes. (IEC 60193, 1999, 37)

Es importante también tener en cuenta la temperatura del agua, esta no debe sobrepasar los 35 °C ya debe permanecer lo mas constante posible. Se deben evitar diferencias entre la temperatura del agua y la temperatura del ambiente cerca de los instrumentos debido a que esto podría perjudicar la exactitud de las medidas tomadas.

Se debe asegurar una estabilidad en las condiciones hidráulicas del flujo, es decir, no se deben presentar torbellinos, la turbulencia no debe ser excesiva, en general, las condiciones deben ser estables. (IEC 60193, 1999, 37)

7.2 INSTRUMENTOS DE MEDIDA

Se debe asegurar la trazabilidad⁷ de cada instrumento de medida respecto a un patrón nacional o internacional reconocido. Es aconsejable que todos los instrumentos de medida sean tarados *in situ*, especialmente caudalímetros y medidores de par. También es recomendable que cada uno de los instrumentos tenga una lectura directa e independiente del sistema de adquisición de datos, para que de esta manera puedan ser facilitadas las verificaciones. (IEC 60193, 1999, 37)

En este proyecto no se ahondara en el tema de calibración y puesta a punto de los equipos de medición debido a que esto no es de competencia del tema a tratar.

7.3 REQUISITOS DEL MODELO

En la norma IEC 60193, se recomienda el uso de modelos del mayor tamaño posible y se especifica que nunca deben ser utilizados modelos de menor tamaño al establecido en la norma. También se recomienda el uso de un único modelo para la medición de todas las variables incluyendo también las pruebas de cavitación.

Las dimensiones mínimas del modelo para una turbina Francis, están dadas básicamente, a partir del número de Reynolds, la energía hidráulica específica del ensayo y el diámetro de referencia de la turbina de la siguiente manera:

⁷La trazabilidad según la ISO se refiere a la propiedad del resultado o de una medida o del valor de un estándar donde este pueda estar relacionado con referencias especificadas, usualmente estándares nacionales o internacionales a través de una cadena continua de comparaciones todas con incertidumbres especificadas.

Tabla 5. Dimensiones mínimas del modelo

Parámetro	Turbina Francis
Numero de Reynolds, Re (-)	4×10^6
Energía hidráulica específica (por etapa), E ($J\ Kg^{-1}$)*	100
Diámetro de referencia, D	0.25
* Se puede elegir una para los ensayos de cavitación una energía hidráulica específica de ensayo de tal forma que el numero de Reynolds que resulte sea inferior al valor indicado	

(IEC 60193, 1999, 80)

Estos valores mínimos tienen como objetivos asegurar la precisión dimensional necesaria, obtener resultados más precisos, reducir los efectos que puedan afectar la similitud entre el modelo y la máquina real.

7.4 RELACIONES DE SEMEJANZA ENTRE LA TURBINA REAL Y EL MODELO

Como ya se había dicho en el numeral 4.1, las relaciones de semejanza tienen como objetivo describir el comportamiento de una máquina hidráulica mediante la comparación de esta con un modelo.

7.4.1 Semejanza geométrica entre la turbina real y el modelo

En el caso la determinación de las prestaciones hidráulicas, la principal relación a cumplir es la semejanza geométrica entre el modelo y la turbina real.

Al comparar el valor medio⁸ del modelo con el de la turbina real y teniendo en cuenta las tolerancias que se presentan en la norma IEC 60193, es posible determinar si se esta respetando la semejanza geométrica.

En caso tal que las tolerancias establecidas no sean respetadas se deberá repetir el ensayo corrigiendo el modelo.

Para verificar la semejanza entre el modelo y la turbina real es necesario llevar a cabo un control de la equivalencia tanto en los componentes individuales como en el ensamble total.

En la Tabla 6 están consignadas las desviaciones admisibles para la semejanza geométrica entre el modelo y la turbina Francis real.

⁸Es el resultado de la media aritmética calculada a partir de varias medidas individuales. (IEC 60193, 1999, 41)

Tabla 6. Desviaciones máximas admisibles en la semejanza geométrica entre la turbina real y el modelo

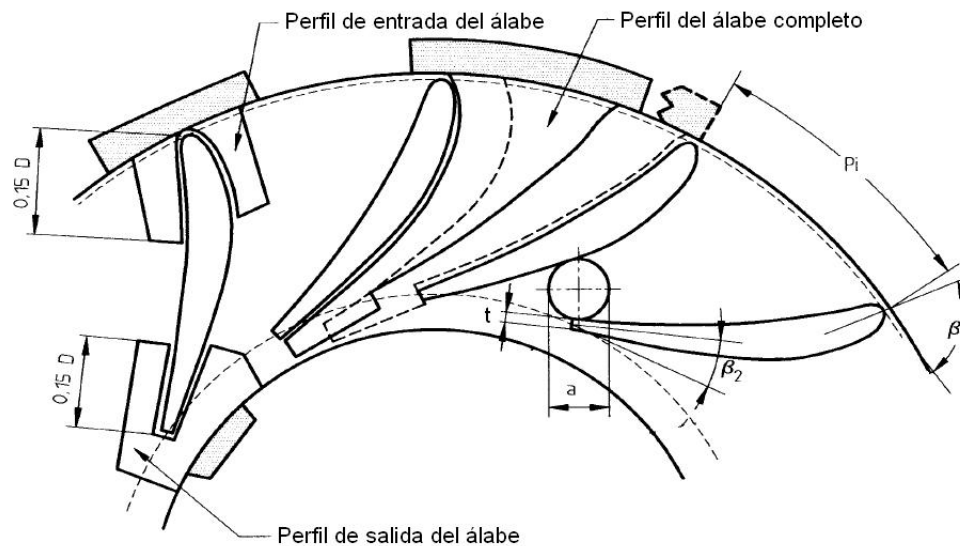
	Desviación máxima admisible		
	Tolerancia de uniformidad		Tolerancia de semejanza
	Modelo	Turbina real	Turbina real/ modelo
	Valor individual respecto al valor medio	Valor individual respecto al valor medio	Valor medio de turbina respecto al valor medio del modelo puesto a escala
Dimensiones principales del conducto hidráulico			
Conducción de metal u hormigón (cámara, aspirador, etc.)*	$\pm 2\%$	$\pm 2\%$	$\pm 1\%$
Diámetro del predistribuidor	$\pm 1\%$	$\pm 1\%$	$\pm 1\%$
Longitud de los alabes fijos del predistribuidor	$\pm 2\%$	$\pm 2\%$	$\pm 2\%$
Espesor máximo de los álabes directrices, t'	$\pm 5\%$	$\pm 5\%$	$\pm 5\%$
Espesor máximo de los álabes fijos del predistribuidor, t''	$\pm 5\%$	$\pm 8\%$	$\pm 5\%$
Altura del predistribuidor	$\pm 2\%$	$\pm 2\%$	$\pm 2\%$
Altura del distribuidor	$\pm 0.3\%$	$\pm 0.3\%$	$\pm 0.2\%$
Diámetro del círculo del centro de los álabes directrices	$\pm 0.2\%$	$\pm 0.2\%$	$\pm 0.2\%$
Posición relativa de los alabes fijos del predistribuidor y de los alabes directrices	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$	$\pm 1^\circ$
Perfil de los álabes directrices	$\pm 3\% \ t'$	$\pm 5\% \ t'$	$\pm 3\% \ t'$
Perfil de los alabes fijos del predistribuidor	$\pm 3\% \ t''$	$\pm 8\% \ t''$	$\pm 5\% \ t''$
Abertura máxima de los alabes directrices	$\pm 1.5\%$	$\pm 2\%$	≥ 0
Juegos			
Laberintos y en el extremo de la pala del rodete	$\pm 50\%$	$\pm 50\%$	≤ 0
Longitud de los laberintos	-	-	≥ 0
Juegos en los extremos de los alabes directrices	$\pm 50\%$	$\pm 50\%$	≤ 0

	Desviación máxima admisible		
	Tolerancia de uniformidad		Tolerancia de semejanza
	Modelo	Turbina real	Turbina real/ modelo
	Valor individual respecto al valor medio	Valor individual respecto al valor medio	Valor medio de turbina respecto al valor medio del modelo puesto a escala
Rodete Francis			
Perfil del alabe: aristas de entrada y de salida	$\pm 0.1\% D$	$\pm 0.1\% D$	$\pm 0.1\% D$
Resto de la superficie	$\pm 0.2\% D$	$\pm 0.2\% D$	$\pm 0.2\% D$
Paso de entrada, P_i	$\pm 0.2\% D$	$\pm 0.5\% D$	-
Angulo de entrada, β_1^{**}	$\pm 1.5^\circ$	$\pm 2^\circ$	$\pm 1.5^\circ$
Angulo de salida, β_2^{**}	$\pm 1^\circ$	$\pm 1.5^\circ$	$\pm 1^\circ$
Anchura de salida, a	$\pm 3\%$	$+5\%$ -3%	$+3\%$ -1%
Espesor máximo de los alabes, t	$+3\%$ -6%	$+5\%$ -8%	$+3\%$ -1%
Espesor de los alabes cerca de la arista de salida	$\pm 15\%$	$\pm 15\%$	$\pm 15\%$
Diámetro de entrada y de salida y otras dimensiones del rodete	$\pm 0.25\% D$	$\pm 0.5\% D$	$\pm 0.25\% D$
<p>*En las superficies de hormigón, la tolerancia de uniformidad se debe disminuir de $\pm 2\%$ a $\pm 1\%$ para las máquinas en las que el diámetro del rodete prototipo se sitúa entre 3 m y 1 m. siempre en las superficies de hormigón, las variaciones bruscas de superficie resultantes de diferencias durante el encofrado, de uniones entre superficies hormigonadas y metálicas, etc. No deben sobrepasar los 6 mm en las máquinas en las que el diámetro del rodete de la máquina real sea mayor a 3 m; esta tolerancia podrá descender hasta 3 mm para máquinas en las que el diámetro del rodete de la máquina real se sitúe entre 3 m y 1m.</p> <p>**Cuando la superficie del álabe esta suficientemente bien representada, se puede omitir la determinación independiente de los ángulos.</p> <p>***No es necesario si se dispone de los valores completos del perfil.</p>			

(IEC 60193, 1999, 59)

Para entender las dimensiones presentadas en la Tabla 6 se presenta el siguiente grafico del rodete de una turbina Francis.

Figura 17. Rodete/impulsor de una turbina Francis



(IEC 60193, 1999, 50)

7.4.2 Semejanza hidrodinámica entre la turbina real y el modelo

Como se había explicado en el numeral 4.1, para que exista una semejanza hidrodinámica, debe existir primero una semejanza geométrica entre la turbina y el modelo, además de esto, la relación entre las fuerzas que actúan entre y el fluido y la máquina deben ser idénticas. Las relaciones son términos adimensionales llamados parámetros de semejanza.

Además de esto el modelo y la turbina real son semejantes hidrodinámicamente, cuando sus coeficientes de caudal, cavitación y energía sean iguales.

Los parámetros de semejanza más relevantes se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7. Parámetros de semejanza hidrodinámica

Parámetro de semejanza	Relación de fuerzas	Definición general
Reynolds, Re	$\frac{Inercia}{Viscosidad}$	$\frac{v_c^* L_c}{\nu}$ (20)
Euler, Eu	$\frac{Presión}{Inercia}$	$\frac{\Delta P_c}{\rho^* v_c^2}$ (21)
Thoma, σ	-	$\frac{NPSE}{E}$ (22)
Froude, Fr	$\frac{Inercia}{Gravedad}$	$\frac{V_c}{\sqrt{gL_c}}$ (23)
Weber, We	$\frac{Inercia}{Tensión superficial}$	$\frac{\rho^* L_c^* v_c}{\sigma^*}$ (24)

(IEC 60193, 1999,69)

Donde:

L_c , es la longitud característica

v_c , es la velocidad característica

ΔP_c , es la diferencia de presión característica

σ^* , es la tensión superficial del fluido

Se debe tener en cuenta que es imposible que se respeten simultáneamente los diferentes parámetros de semejanza. Por esto se debe tener en cuenta la condición de semejanza que tenga una mayor influencia sobre los resultados.

En la mayoría de ensayos en modelos, no es posible obtener el valor del parámetro de semejanza para la turbina real. Por lo tanto, hay que corregir los resultados obtenidos en el modelo al trasponerlos a las condiciones de funcionamiento de la turbina real. Dicha corrección también es necesaria cuando el número de reynolds para los datos de prestaciones del modelo difiere del número de Reynolds especificado. (IEC 60193, 1999, 70)

8. CONDICIONES DE ENSAYO EN CAMPO

Las condiciones de ensayo varían dependiendo si se están evaluando las prestaciones en régimen estabilizado o si se están midiendo las prestaciones transitorias de la turbina.

A continuación se muestran las condiciones a cumplir en cada uno de estos casos.

8.1 CONDICIONES PARA DETERMINAR LAS PRESTACIONES EN RÉGIMEN ESTABILIZADO

Existen tres condiciones básicas a considerar a la hora de realizar ensayos en campo. Dichas condiciones son:

- Fluctuaciones y variaciones durante una secuencia.
- Desviaciones de los valores medios de la energía hidráulica específica y de la velocidad de rotación respecto a los valores especificados durante una secuencia.
- Energía específica neta de aspiración.

Las fluctuaciones se deben definir, según la norma IEC 60041⁹: “como cambios de alta frecuencia (menor que 1Hz) en los valores de la energía hidráulica específica, la velocidad de rotación, el caudal o la potencia, respecto a sus valores medios.

Debido a esto la norma recomienda el uso de un amortiguamiento lineal para eliminar las fluctuaciones y detectar variaciones de mayor periodo. Si durante la secuencia se presentan cambios repentinos, entonces la secuencia no es válida. Las variaciones deberán estar entre los límites especificados en la siguiente Tabla 8.

Tabla 8. Fluctuaciones permisibles de la secuencia

Variación	Limite
Potencia	$\pm 1.5\%$ de su valor medio
Energía hidráulica específica	$\pm 1\%$ de su valor medio
Velocidad de rotación	$\pm 0.5\%$ de su valor medio

(IEC 60041, 1991, 47)

La desviación se puede entender como el distanciamiento de los valores medios medidos, respecto a los valores especificados. Las desviaciones se deben encontrar dentro de los siguientes límites:

$$\bullet \quad 0.97 \leq \frac{\frac{n}{\sqrt{E}}}{\frac{n_{sp}}{\sqrt{E_{sp}}}} \leq 1.03$$

⁹INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines.2 ed. Ginebra: IEC, 1991, p.47. (IEC 60041:1991)

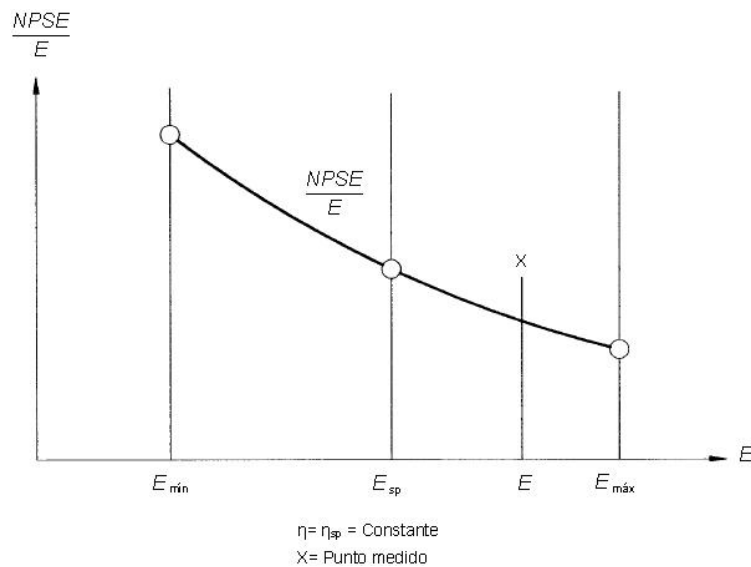
En ningún caso los valores de $\frac{n}{\sqrt{E}}$ deben quedar fuera de los valores que definen el campo de funcionamiento.

- $0.80 \leq \frac{E}{E_{sp}} \leq 1.20$ y $0.90 \leq \frac{n}{n_{sp}} \leq 1.10$

La energía específica neta de aspiración, $NPSE$, debe ser igual o mayor a la que he sido especificada en el contrato.

En caso tal que la $NPSE$ y/o la velocidad se desvíen de los valores especificados, se requiere contar con la curva de valor mínimo garantizado, la cual esta dada por $\frac{NPSE}{E}$ en función de E . El valor obtenido de $\frac{NPSE}{E}$ no estar por debajo de la curva.

Figura 18. Curva de valor mínimo garantizado $\frac{NPSE}{E}$



(IEC 60041, 1991, 48)

8.2 CONDICIONES DE ENSAYO PARA DETERMINAR LAS PRESTACIONES TRANSITORIAS DE LA TURBINA

Las condiciones de operación transitorias (por ejemplo, rechazos de carga, falta de potencia, etc.) causan variaciones en la presión y en la velocidad dependiendo del tipo de máquina y del movimiento de los dispositivos de cierre (álabes directrices, inyectores y/o válvulas). (IEC 60041, 1991, 69)

El ensayo se deberá de ser posible realizar bajo las peores condiciones especificadas. Dichas condiciones deben ser determinadas y antes del ensayo.

Entre las variaciones principales a controlar se encuentran las variaciones de velocidad y presión.

Entra las variaciones de velocidad se encuentra la sobrevelocidad instantánea, la cual es la máxima velocidad alcanzada por una turbina luego de un rechazo súbito de la carga, cuando esto ocurre la potencia de la turbomáquina se ve reducida a cero.

Otra variación de velocidad importante es la velocidad de embalamiento permanente, aunque es importante anotar que la mayoría de turbina hidráulicas tiene un sistema de protección contra la velocidad de embalamiento, por lo cual la velocidad de embalamiento permanente puede ser considerada como una condición extraordinaria.

No se recomienda realizar ensayos para velocidad de embalamiento permanente. En caso de realizar este tipo de ensayos es recomendable utilizar una energía hidráulica específica baja de manera tal que se mantengan las tensiones de la

máquina en un nivel bajo respecto a las tensiones producidas por ensayo hecho con toda la energía hidráulica específica.

Las turbinas que no utilizan regulación, al igual que aquellas con dispositivos de regulación de cierre largo, la velocidad de embalamiento permanente se supera después de los rechazos de carga hechos durante la puesta en servicio. Es por esta razón que no se hace necesaria la realización de ensayos de embalamiento permanente aparte.

La instrumentación utilizada para medir las variaciones de velocidad debe ser capaz de dar una incertidumbre de $\pm 1.0\%$.

Las variaciones de presión más comunes son los picos de presión instantánea. La máxima presión instantánea en el lado de alta presión y mínima presión instantánea en el lado de baja presión se dan durante la parada de la máquina, cuando la carga especificada es cero. La mínima presión instantánea en el lado de alta presión y máxima presión en el lado de baja presión, se consigue en el momento en el que se hace el movimiento del dispositivo de cierre, comenzado con la apertura de marcha en vacío.

En el caso de las variaciones de presión deben ser medidas con instrumentación que sea insensible a las vibraciones mecánicas y deben ser conectados a la pared de conducción, siempre que esto sea posible, en caso que no sea posible el tubo deberá ser de metal, lo más recto y corto posible. Es inadmisibles el uso de tubería flexible. También es importante purgar el aire de las tuberías antes de comenzar las mediciones.

El máximo valor admisible para la incertidumbre total en la medida deberá de ser $\pm 100 p^{-0.25}\%$ (la presión, p es medida en pascuales).

9. PRUEBAS DE COMPORTAMIENTO

No es posible mediante análisis teóricos o métodos computacionales, obtener resultados exactos acerca del estado real del flujo y el comportamiento de las turbomáquinas. La exactitud de estas será pobre o poco confiable especialmente en condiciones lejanas a los límites del diseño. (EPT@2001)

Teniendo en cuenta lo anterior, se hace necesario recurrir a la investigación experimental por medio de modelos de la turbina y las mediciones reales en campo. Los resultados hallados en los modelos pueden ser validados mediante el uso de relaciones de semejanza y formulas de escalamiento para la eficiencia.

Según Manuel Polo: “La experimentación es una vía de conocimiento de la máquina concebida como un todo, que confirma los aciertos o desaciertos de un calculo analítico”¹⁰.

Después haber visto en los capítulos 7 y 8 las condiciones requeridas para la realización de los ensayos, es hora de enunciar los métodos de medición de las prestaciones hidráulicas que describen el comportamiento de la turbina.

¹⁰POLO ENCINAS, Manuel. Turbomáquinas hidráulicas: Principios fundamentales. México: Limusa, 1980. p. 156.

9.1 MEDICION DE LA PRESION

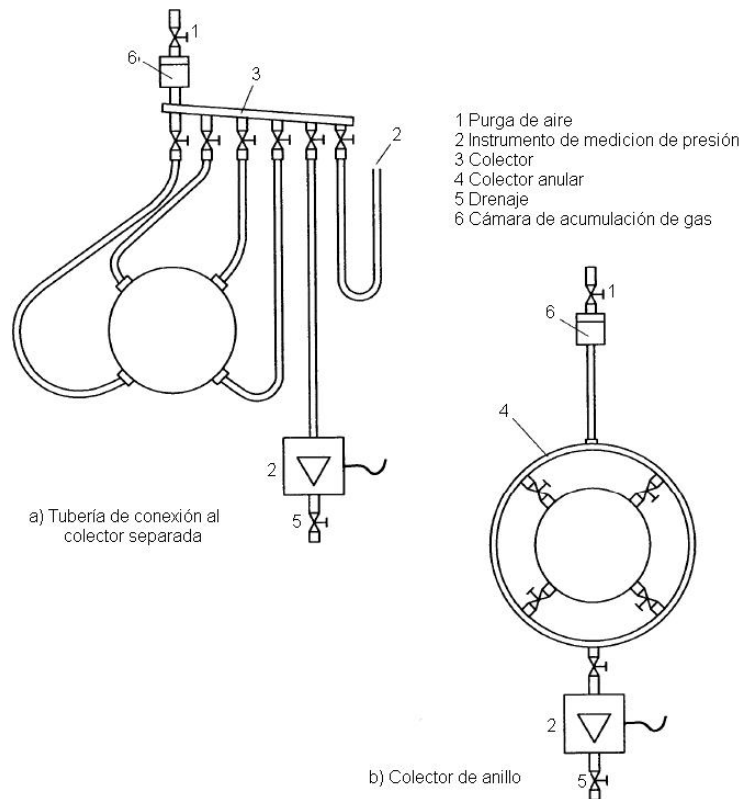
Las mediciones de la presión fundamentales para la determinación de importantes variables de funcionamiento de las turbinas tales como el caudal o la energía hidráulica específica.

La presión puede ser medida como presión manométrica individual o como presión diferencial, en condiciones estabilizadas. (IEC 60041, 1991, 132)

Las tomas de presión pueden estar conectadas entre si pero cada una debe contar con una válvula para mediciones individuales. El diámetro de la tubería de conexión debe ser al menos del doble de la toma y no menor a 6 mm. El diámetro del colector deberá ser al menos tres veces el diámetro de la toma. Se recomienda el uso de tuberías plástico transparente por su utilidad para identificar burbujas de aire. No se deben presentar fugas en las conexiones.

En la Figura 19 se muestran diferentes configuraciones de colectores de presión.

Figura 19. Colectores de presión



(IEC 60193, 1999, 136)

Los aparatos y métodos de medición de presión pueden ser divididos en dos grupos, en métodos o instrumentos primarios y métodos o instrumentos de presión secundarios.

El aparato a elegir debe ser elegido dependiendo de los requisitos pedidos por el sistema automático de adquisición de datos. Es normal la utilización de métodos primarios y secundarios combinados.

9.1.1 Métodos de medición primarios

Los métodos o instrumentos primarios miden únicamente magnitudes fundamentales (longitud, masa, etc.) por lo tanto no necesitan calibración. Entre los instrumentos primarios para la medición de presión se encuentran los manómetros de columna líquida, manómetros de pesas y balanzas de presión.

Manómetros de columna líquida: son usados para la medición de presiones bajas y diferenciales de presión pequeños (hasta 5×10^5 Pa, cuando se utiliza mercurio como líquido). Normalmente, se utilizan manómetros de columna de agua o de columna de mercurio, aunque se pueden utilizar manómetros con otros líquidos de densidad conocida. (IEC 60193, 1999, 138)

La utilización de estos manómetros se hace bajo la relación:

$$p = \rho gh$$

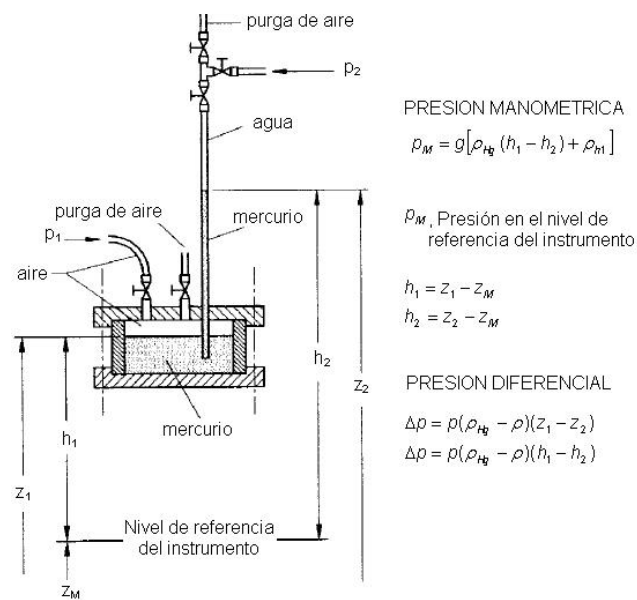
Donde:

ρ , es la densidad del líquido utilizado en el manómetro, tomada a la temperatura del mismo

h , es la altura de la columna de líquido

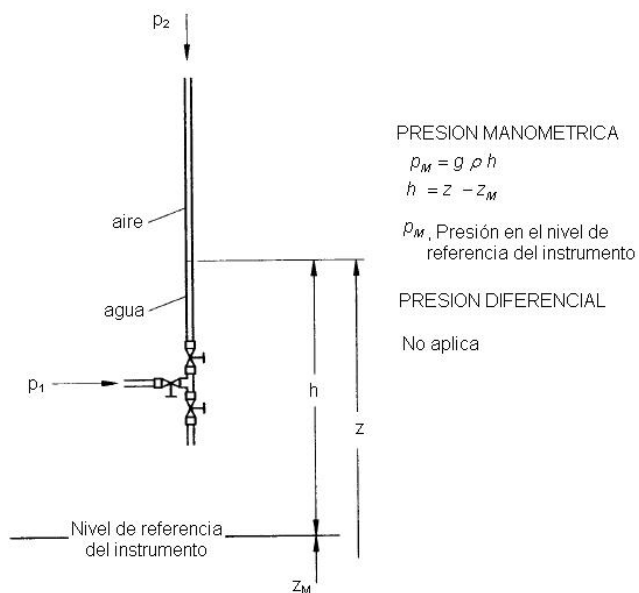
Los manómetros de columna líquida mas conocidos son los manómetros de tubo vertical (de agua o de mercurio) y los de tubo en U, en estos, la lectura se debe realizar simultáneamente en ambas columnas, lo que se puede realizar por lecturas ópticas. En las Figuras 20, 21 y 22, se muestran ejemplos de cada uno de estos manómetros y su medición de presión manométrica y diferencial.

Figura 20. Manómetro de tubo vertical de mercurio



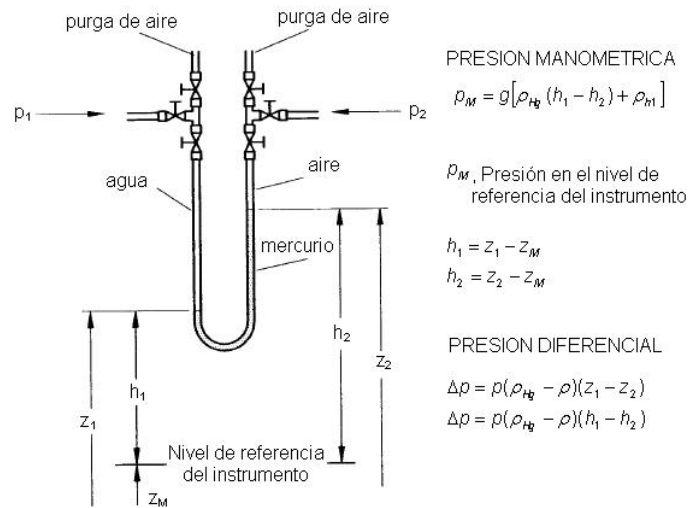
(IEC 60193, 1999, 139)

Figura 21. Manómetro de tubo vertical de agua



(IEC 60193, 1999, 139)

Figura 22. Manómetro en U



(IEC 60193, 1999, 140)

Manómetros de pesos muertos: También son llamados manómetros de pistón, pueden ser simples o diferenciales. Su campo de aplicación depende del área del pistón (A_e) y de la sensibilidad del sistema de pistón mecánico en relación con la presión a medir. Para presiones bajas o diferenciales de presión bajas, se utilizan áreas reales grandes (por ejemplo, $A_e \approx 0.0005 m^2$ para presiones cercanas a 3×10^4 Pa), y viceversa (por ejemplo, $A_e \approx 0.0001 m^2$ para presiones $> 2 \times 10^5$ Pa).

El diámetro real del pistón (d_e) se puede determinar como el valor aritmético del diámetro del pistón (d_p) y el diámetro interno del cilindro (d_b). (IEC 60193, 1999, 140)

$$d_e = \frac{d_b + d_p}{2} \quad (25)$$

La calibración de este instrumento no es necesaria siempre y cuando,

$$\frac{d_b + d_p}{d_b - d_p} < 0.001$$

La presión (p) medida en el extremo inferior del pistón de un manómetro de pesos muertos, cargado con una masa m , se define como:

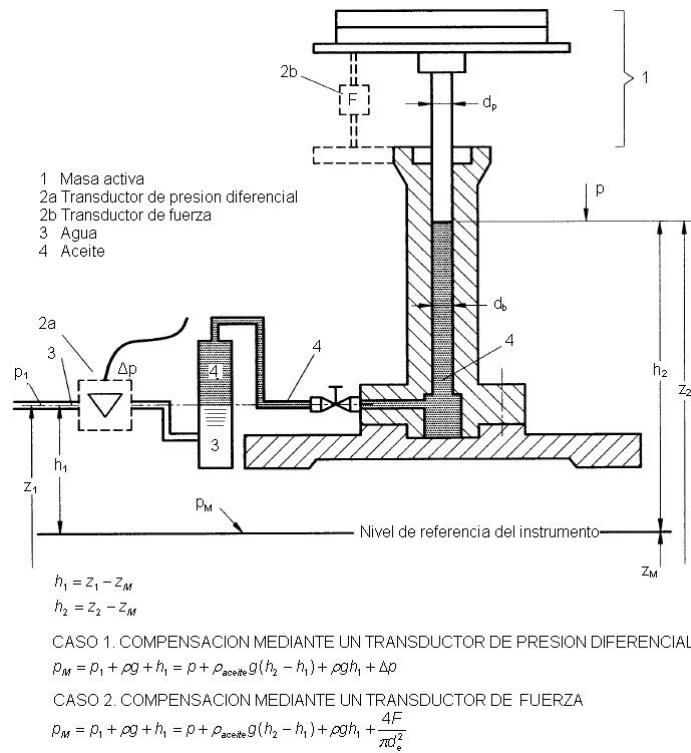
$$p = \frac{gm}{A_e} = \frac{4gm}{\pi d_e^2} \quad (26)$$

Cabe anotar que la fricción entre el pistón y el cilindro se debe eliminar mediante la rotación lenta del pistón, el cilindro normalmente es llenado con un aceite de baja viscosidad.

El eje del pistón debe ser vertical y se deben calibrar todas las masas activas. (IEC 60193, 1999, 141)

Es recomendable la utilización de manómetros de pesas conectados a transductores de presión o fuerza, junto con un sistema automático de adquisición de datos. La Figura 23 muestra un ejemplo de un manómetro de pesas conectado a un transductor de presión o fuerza.

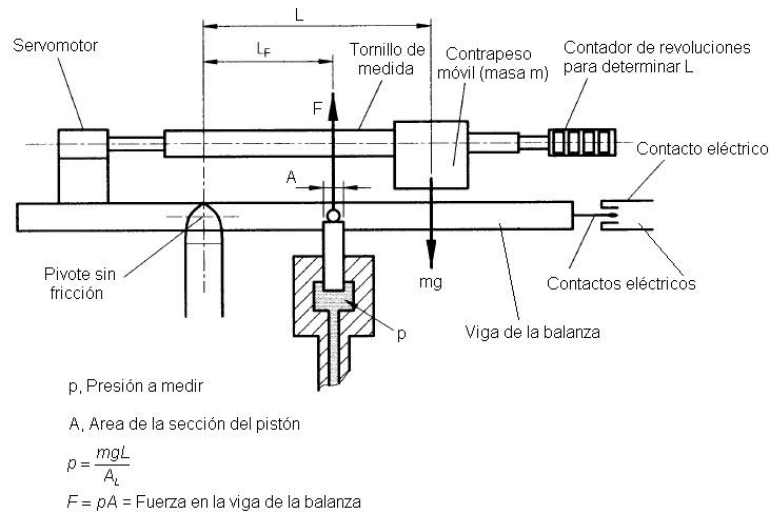
Figura 23. Manómetro de pesos muertos conectado a un transductor de presión o fuerza



(IEC 60193, 1999, 142)

Balanza de presión: se podría catalogar como una extensión del manómetro de pesas, este incluye una viga de carga montada sobre pivotes sin rozamiento, y que carga sobre uno o más manómetros de pesas. La fuerza que ejerce el pistón del manómetro de pesas se ve contrarrestado por un contrapeso móvil que se mueve a lo largo de la viga de carga. El movimiento de la balanza y el contrapeso puede ser manual o accionado mediante un servomecanismo automático. En algunos casos la balanza de presión puede requerir calibraciones.

Figura 24. Balanza de presión



(IEC 60193, 1999, 143)

9.1.2 Métodos de medición secundarios

Los métodos o instrumentos secundarios necesitan ser calibrados respecto a un método primario para obtener una medida patrón. Entre los métodos secundarios se encuentran los transductores de presión y los manómetros de resorte.

Transductores de presión: Son dispositivos electromecánicos en los cuales los efectos mecánicos que produce la presión se convierten en señales eléctricas.

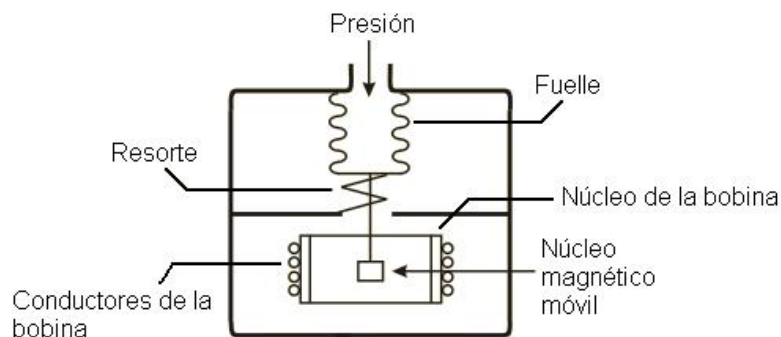
En algunas ocasiones los transductores de presión son utilizados para la medición de fluctuaciones de presión, este instrumento trata únicamente de las mediciones de la presión estática en condiciones estabilizadas, con objeto de encontrar un valor medio. (IEC 60193, 1999, 143)

Entre las ventajas de la medición de presión con transductores están:

- Se integran fácilmente a sistemas de adquisición de datos electrónicos.
- Proporcionan respuestas rápidas y precisas
- Permiten la fácil adquisición de datos de presión diferencial o presiones fluctuantes.

La Figura 25 muestra un ejemplo de un transductor de presión.

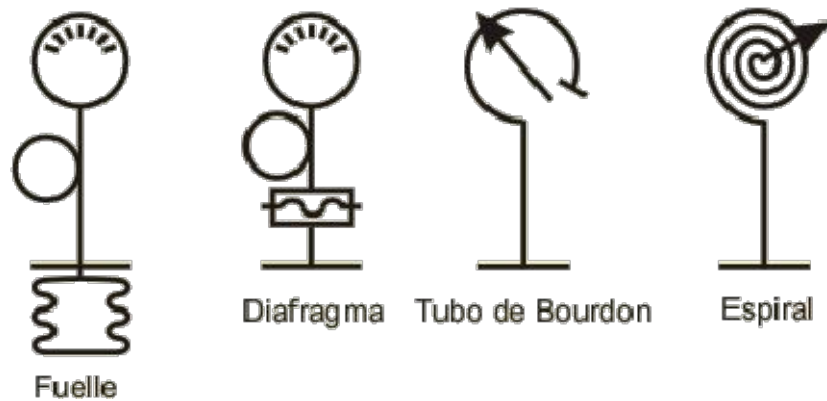
Figura 25. Transductor de presión



(Medición de presión@2007)

Manómetro de resorte: Este tipo de manómetro utiliza para indicar la presión la deformación de una espira de tubería (plana o en espiral) o de un diafragma. Siempre y cuando el manómetro tenga la presión apropiada, se puede utilizar dentro de su campo de medida óptimo, el cual se encuentra entre el 60% y el 100% de la escala total. En la Figura 26 se muestran los tipos más representativos de este tipo de manómetros.

Figura 26. Manómetros de resorte



(Medición de presión@2007)

9.2 MEDICION DEL NIVEL LIBRE DE AGUA

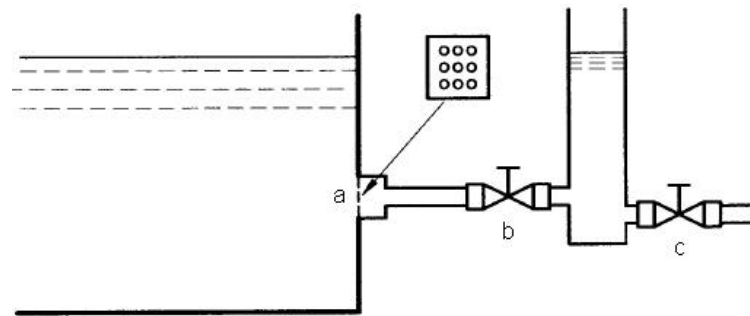
Las mediciones del nivel de agua son necesarias para la determinación de características fundamentales de las turbinas tales como, la energía hidráulica específica y el caudal.

A continuación se mostraran los instrumentos normalmente utilizados para la determinación del nivel libre de agua.

Normalmente el nivel libre de agua se mide desde un punto de referencia (z_M) del instrumento, determinado por medio de un instrumento de alta precisión con respecto a otros niveles de referencia.

La mayoría de las veces, el nivel libre de agua no se mide directamente en la sección sino, en un pozo tranquilizador conectado a la sección a medir. La Figura 27 muestra un ejemplo de este tipo de medición.

Figura 27. Pozo tranquilizador



$$A_p \geq 0.05 A_c$$

a Placa perforada enrasada con la pared

b Válvula de aislamiento

c Válvula de purga

A_p Área transversal total de los orificios

A_c Área transversal del pozo

(IEC 60193, 1999, 148)

9.2.1 Limnómetro de punta recta o gancho

El limnómetro consiste en una varilla recta que finaliza en una punta o gancho.

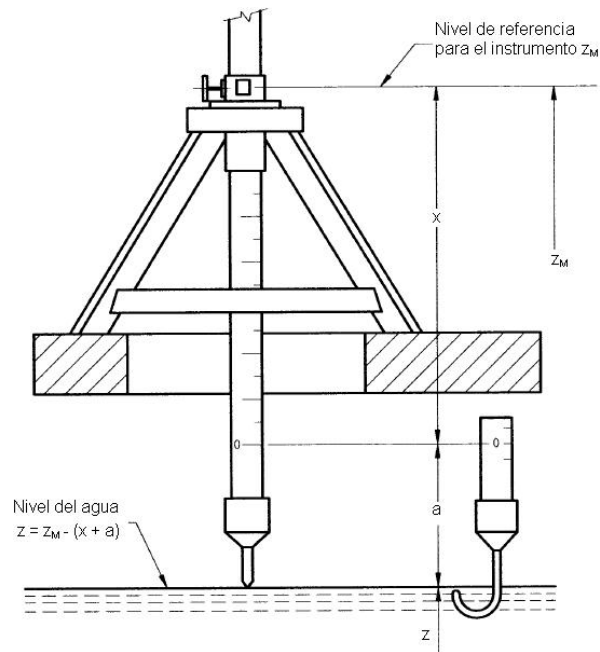
Se utilizan para determinar el nivel libre del agua en calma, por eso se usan preferiblemente en pozos tranquilizadores.

En lugar de la indicación visual normal del contacto con el agua pueden ser utilizados indicadores eléctricos u ópticos, siempre que se calibren respecto al método visual directo.

La incertidumbre en limnómetro de punta o gancho esta entre $\pm 0.001\text{m}$ a $\pm 0.003\text{m}$.

La Figura 28 muestra un ejemplo de limnómetro recto y de gancho.

Figura 28. Limnómetro de punta recta y de gancho



(IEC 60193, 1999, 149)

9.2.2 Limnómetro de flotador

Este medidor consiste en un flotador sobre la superficie del agua que se eleva y desciende.

Este tipo de limnómetros se usan normalmente cuando el nivel del agua cambia constantemente. El diámetro del flotador debe ser de al menos 150mm. La dimensión mínima del pozo tranquilizador debe ser de 200mm.

La incertidumbre de los limnómetros de flotador esta entre $\pm 0.001\text{m}$ a $\pm 0.003\text{m}$.

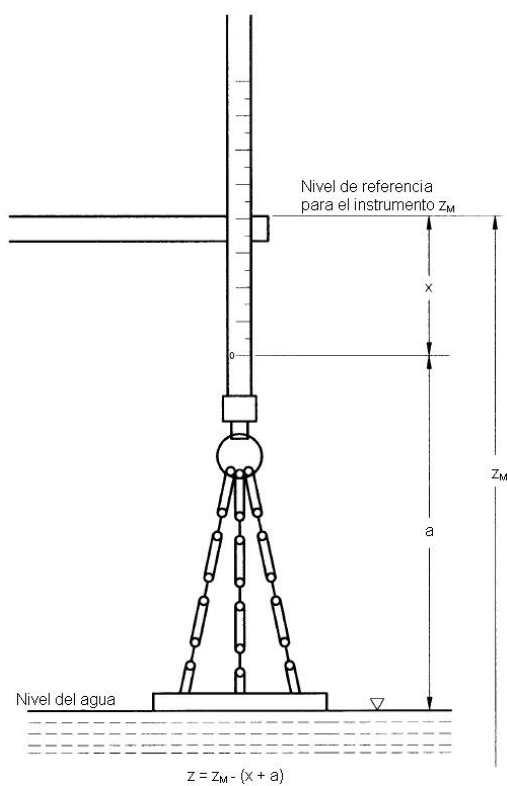
(IEC 60193, 1999, 149)

9.2.3 Limnómetro de placa

Se compone de un disco metálico suspendido de una cinta metálica flexible para determinar el nivel en la sección de medida con relación al nivel de referencia (z_M) del instrumento. (IEC 60041, 1991, 156)

Su incertidumbre se sitúa entre $\pm 0.01\text{m}$ a $\pm 0.04\text{m}$.

Figura 29. Limnómetro de placa



(IEC 60041, 1991, 157)

9.2.4 Transductores de presión sumergibles

Se pueden utilizar transductores de presión sumergibles para determinar el nivel de agua en pozos de tranquilizadores.

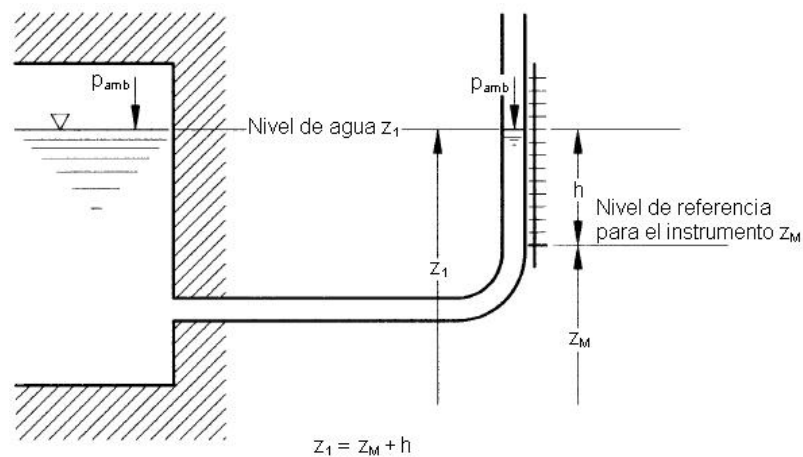
Su incertidumbre esta entre $\pm (2 \text{ a } 6) \times 10^{-3} Z_{\text{máx}}$

9.2.5 Manómetros de columna liquida

Se utilizan cuando la sección de medida es inaccesible. Los manómetros a utilizar pueden ser como los que se mostraron en el numeral 9.1.1.

El esquema de este tipo de medición se muestra en la Figura 30.

Figura 30. Medición del nivel libre de agua con manómetro de columna liquida



(IEC 60041, 1991, 160)

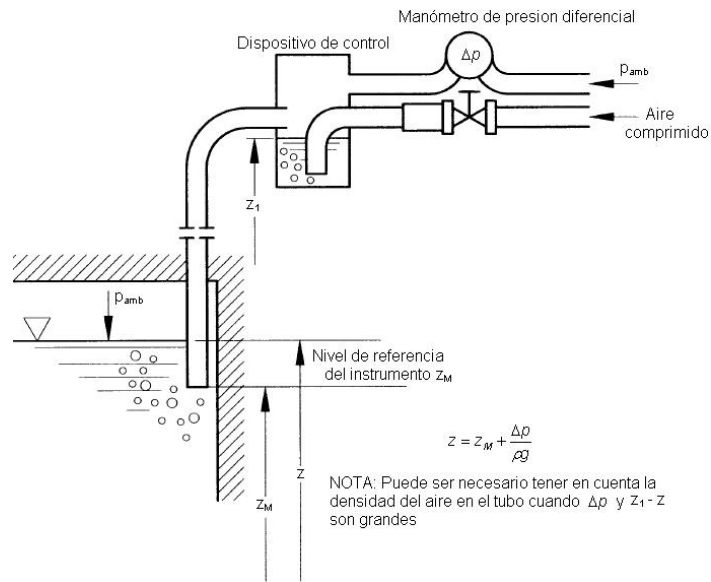
9.2.6 Medidas mediante aire comprimido (Técnica de burbuja a burbuja)

El nivel de agua puede ser medido mediante la presión en un tubo lleno de aire comprimido. Un extremo de este tubo esta conectado a un pequeño compresor o a un depósito a presión a través de una válvula de alivio y el otro extremo (abierto) esta situado a una cota conocida que se puede tomar como nivel de referencia del instrumento (z_M), por debajo del nivel a medir. Como la pérdida de aire en el tubo introduce un error, esta perdida debe ser mínima (< 50 Pa). Por esto conviene que la sección del tubo sea grande y que el tubo sea tan corto como sea posible y que el caudal de aire que atraviesa el tubo y se escapa en forma de burbujas sea tan reducido como sea posible. El tubo con aire en principio debe usarse en agua en calma, ya que de otra manera los efectos dinámicos podrían inducir a errores apreciables. (IEC 60041, 1991, 160)

La Figura 31 muestra un esquema de montaje para este tipo de medición.

La incertidumbre para este tipo de medición del nivel libre de agua se encuentra entre ± 0.005 m a ± 0.015 m.

Figura 31. Montaje para técnica burbuja a burbuja



(IEC 60041, 1991, 161)

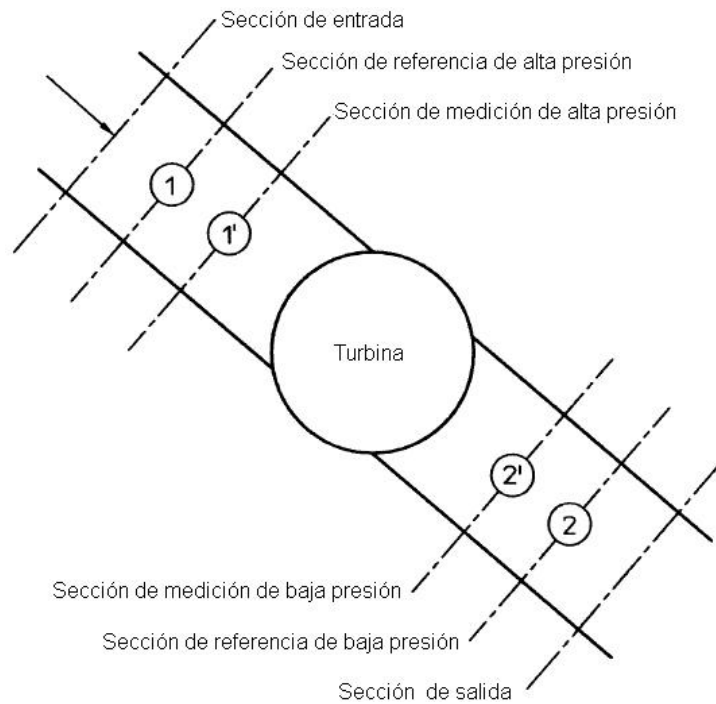
9.3 MEDICION DE LA ENERGIA HIDRAULICA ESPECÍFICA

La energía hidráulica específica es una de las principales variables a tener en cuenta en las turbinas, es por esto que debe ser calculada durante cualquier ensayo realizado a la turbina ya sea un modelo o una turbina en una instalación hidráulica.

La energía específica hidráulica se define como la energía específica del agua disponible entre las secciones de referencia de alta y baja presión de la máquina.
(IEC 60041, 1991,12)

Las secciones de referencia de alta y baja presión se especifican en la Figura 32.

Figura 32. Secciones de referencia de alta y baja presión



(IEC 60041, 5)

La energía hidráulica específica, E , se establece mediante la Ecuación 27:

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2) \quad (27)$$

Donde:

p_{abs1} , es la presión absoluta en la sección de referencia de alta presión

p_{abs2} , es la presión absoluta en la sección de referencia de baja presión

$\bar{\rho}$, se puede tomar con la densidad del agua a presión atmosférica

v_1 , es la velocidad media en la sección de referencia de alta presión

v_2 , es la velocidad media en la sección de referencia de baja presión

\bar{g} , se puede tomar como la aceleración de la gravedad en el nivel de referencia de la turbina

z_1 , es el nivel de la sección de referencia de alta presión

z_2 , es el nivel de la sección de referencia de baja presión

La Ecuación 27 es una aproximación aceptable al valor exacto de la energía hidráulica específica. El error relativo a esta aproximación es menor que 0.02%

Para poder determinar la energía hidráulica específica de la turbina es necesario antes determinar la energía específica en las secciones de referencia de alta y de baja presión, sin embargo, no siempre es posible medir la presión en las secciones de referencia, por lo que se hace necesario determinar la presión absoluta, la velocidad media y el nivel de agua en nuevas secciones de medida (que pueden van a ser llamadas secciones de referencia desplazadas) que estén lo suficientemente cerca de las secciones de referencia.

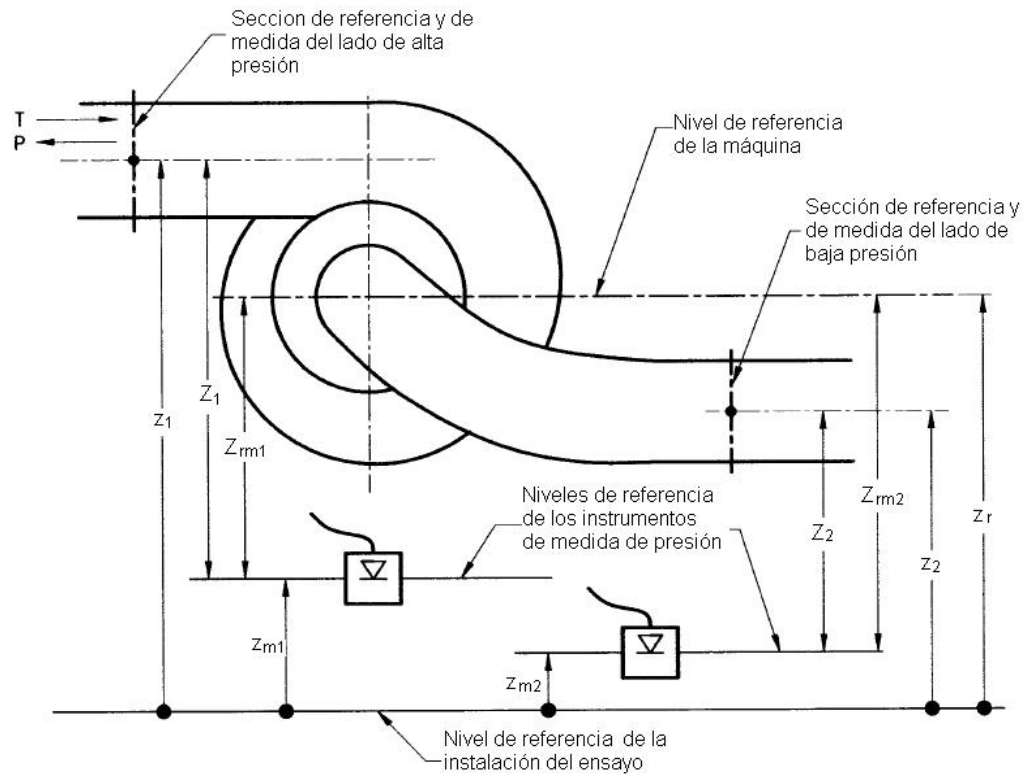
Cuando se utilizan secciones de referencia desplazadas la pérdida de energía específica entre ambas secciones, teniendo en cuenta la dirección y distribución del flujo y la posición relativa de ambas secciones. También se debe tener en cuenta la incertidumbre introducida en el calculo por la pérdida.

Todas las medidas de niveles deberán ser hechas respecto al nivel de referencia, este puede ser el nivel de referencia de las instalaciones del laboratorio o de la máquina. En las instalaciones hidráulicas se debe elegir un nivel de referencia fijo, al que normalmente se le da el nombre de punto geodésico principal, en caso de no contar con un punto geodésico fijo se puede recurrir al nivel de referencia de la turbina como punto principal de nivelación.

A su vez cada instrumento de medición de presión o de nivel libre tiene un nivel de referencia fijo llamado nivel de referencia del instrumento (Z_m)

Es importante establecer con precisión la diferencia de cotas de nivel precisas. La diferencia de cotas de elevación más importante para los ensayos en modelos es la diferencia entre el nivel de referencia de la máquina (Z_r) y nivel de referencia del instrumento (Z_m) y se denomina por el símbolo Z_{rm} , en caso tal que todos los instrumentos tengan igual nivel de referencia y si además este nivel será tomado como nivel de referencia entonces $Z_{rm} = Z_r$. Este caso se presenta en la Figura 33.

Figura 33. Niveles de referencia más importantes



(IEC 60193, 1999, 153)

La energía cinética específica debe ser determinada en una sección de medida cualquiera, la velocidad media se calcula dividiendo el caudal real que atraviesa la sección entre su área. El área puede ser medida o tomada de los planos de construcción, solo si la energía cinética específica es pequeña con relación a la energía hidráulica específica total. (IEC 60041, 1999, 126)

Por convenio el término de la energía cinética específica de una sección de referencia se calcula mediante la Ecuación 28:

$$e_c = \frac{v^2}{2} \quad (28)$$

La misma convención es aplicable cuando se utiliza una sección de referencia desplazada.

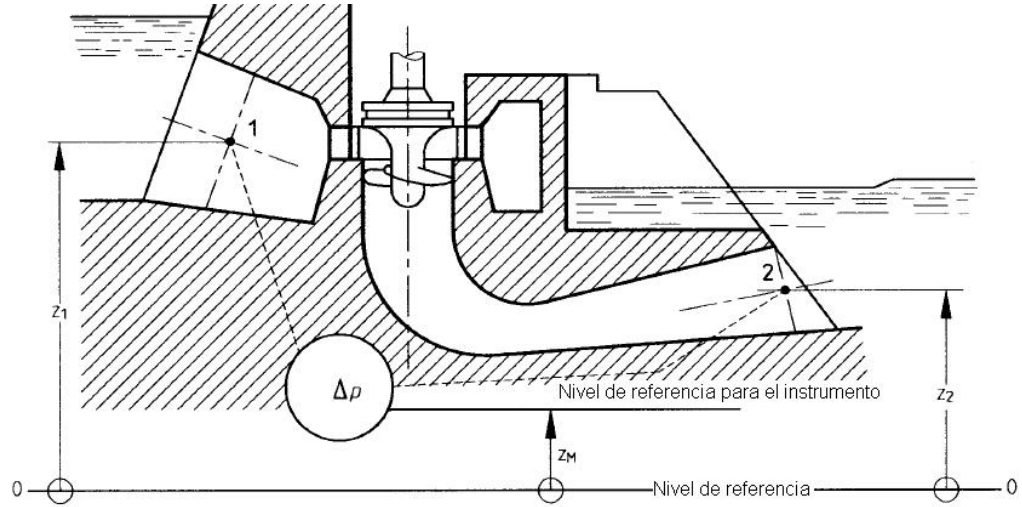
Existen ciertas expresiones simplificadas típicas para la determinación de la energía hidráulica específica, sin embargo estas deben ser utilizadas solo en instalaciones comunes. No es recomendable utilizar una expresión simplificada, sin examinar cuidadosamente si conviene en ese caso particular.

9.3.1 Medidas mediante tomas de presión

Existen dos métodos de medida de la energía hidráulica específica mediante tomas de presión. El primer método es el de la medida de la presión diferencial y el segundo es mediante la medida separada de las presiones.

Medida de la presión diferencial: en la Figura 34 muestra un esquema de las instalaciones de medida de la energía hidráulica específica de la máquina mediante el uso de un manómetro diferencial.

Figura 34. Determinación de la energía hidráulica de una turbina mediante el uso de un instrumento de medida de presión diferencial



(IEC 60041, 1991, 127)

Según la norma IEC 60041¹¹, teniendo en cuenta la ecuación para la energía hidráulica específica,

$$E = \frac{\rho_{abs1} - \rho_{abs2}}{\rho} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2) \quad (29)$$

Deduciendo la diferencia de presión,

$$\frac{\rho_{abs1} - \rho_{abs2}}{\rho} = \frac{\Delta p}{\rho} + \bar{g} \left[(z_2 - z_m) \frac{\rho_2}{\rho} - (z_1 - z_m) \frac{\rho_1}{\rho} \right] \quad (30)$$

¹¹INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. 2 ed. Ginebra: IEC, 1991, p. 127. (IEC 60041:1991)

Para máquinas de salto bajo ($\Delta p \leq 400000 \text{ Pa}$ o $H \leq 400 \text{ m}$) se desprecia la compresibilidad del agua y se supone que $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$. Por lo tanto la expresión simplificada es:

$$E = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad (31)$$

Medida separada de las presiones para turbinas de reacción: para este método, las presiones se miden independientemente en cada sección. Al igual que en la medida de presión diferencial, para saltos bajos ($\Delta p \leq 400000 \text{ Pa}$ o $H \leq 400 \text{ m}$) se desprecia la compresibilidad del agua.

En caso que el instrumento utilizado para medir la presión proporcione medidas absolutas, por ejemplo los transductores de presión, no es necesario considerar la presión ambiental y se puede utilizar la misma expresión simplificada que se utiliza en el método de presión diferencial.

Según la norma IEC 60193¹² para la medida de presión manométrica con la presión ambiental despreciable se sigue el siguiente procedimiento:

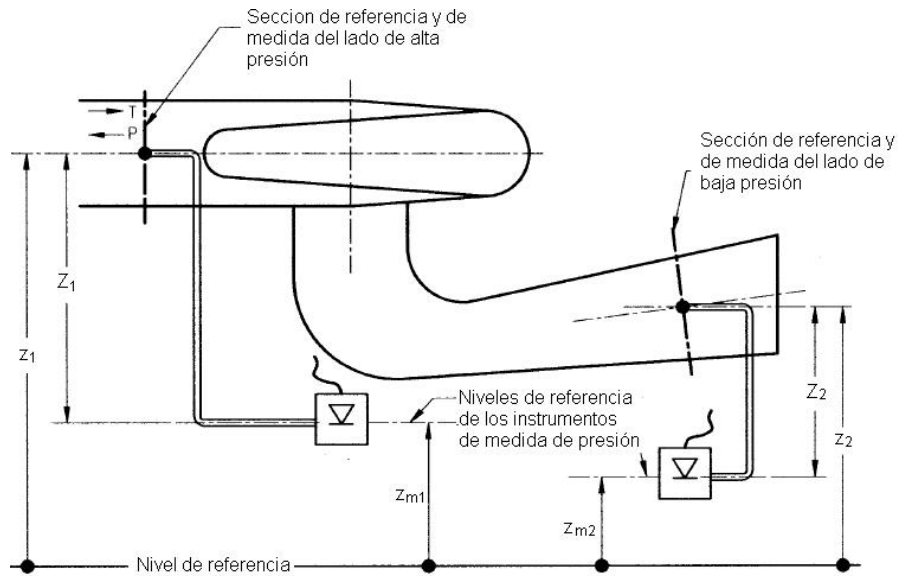
Partiendo de la ecuación de energía hidráulica específica,

$$E = gH \left(\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + \bar{g}(z_1 - z_2) \quad (32)$$

Y teniendo en cuenta la Figura 35.

¹²INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. Model acceptance test. 3 ed. Ginebra: IEC, 2004, p 158. (IEC 60193)

Figura 35. Determinación de la energía hidráulica de una turbina mediante mediciones separadas de las presiones manométricas



(IEC 60193, 1991, 158)

Los manómetros se han situado en 1 y 2 la diferencia de presión ambiental entre Z_{m1} y Z_{m2} es despreciable ya que $Z_{m1} - Z_{m2}$ es pequeño en comparación con la altura del salto, por lo tanto:

$$\begin{aligned}
 p_{amb1} &= p_{amb2} = p_{amb} \\
 p_{abs1} &= p_{m1} + \rho g_1 (Z_{m1} - Z_1) + p_{amb} \\
 p_{abs2} &= p_{m2} + \rho g_2 (Z_{m2} - Z_2) + p_{amb}
 \end{aligned}
 \tag{33, 34, 35}$$

Si la densidad del agua puede ser despreciada, entonces $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$ por consiguiente:

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} = \frac{p_{m1} - p_{m2}}{\rho} + g(z_{m1} - z_1 - z_{m2} + z_2) \quad (36)$$

Por lo tanto, la formula simplificada es:

$$E = gH \left(\frac{p_{m1} - p_{m2}}{\rho} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_{m1} - z_{m2}) \quad (37)$$

La Ecuación 37 puede ser mas simplificada aún si los instrumentos de medida están ubicados en el mismo nivel de referencia ($z_{m1} = z_{m2}$),

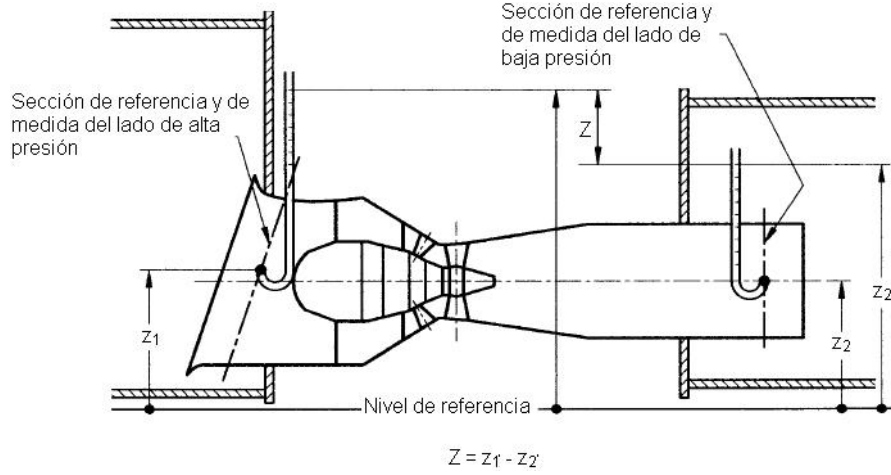
$$E = gH \left(\frac{p_{m1} - p_{m2}}{\rho} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad (38)$$

Existe otra expresión simplificada para la energía hidráulica específica se deduce de la medición de la presión mediante manómetros de columna de agua en las secciones de referencia de alta y baja presión.

La deducción de la ecuación simplificada que ofrece la norma IEC 60193¹³ parte del esquema que se muestra en la Figura 36.

¹³ INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. Model acceptance test. 3 ed. Ginebra: IEC, 2004, p 159. (IEC 60193)

Figura 36. Determinación de la energía hidráulica de una turbina mediante mediciones separadas de las presiones con manómetros de columna de agua



(IEC 60193,1999, 159)

Partiendo de la ecuación de la energía hidráulica específica,

$$E = gH \left(\frac{p_{m1} - p_{m2}}{\rho} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_{m1} - z_{m2}) \quad (39)$$

En los punto 1 y 2 se han instalado manómetros de columna de agua.

Suponiendo que la compresibilidad del agua es despreciable, ya que la diferencia entre las secciones 1 y 2 es pequeña, por lo tanto, $\rho_1 = \rho_2 = \bar{\rho}$ además,

$$\begin{aligned} p_{abs1} &= \rho g(z_1' - z_1) + p_{amb1'} \\ p_{abs2} &= \rho g(z_2' - z_2) + p_{amb2'} \\ p_{amb1'} - p_{amb2'} &= -\rho_a g(z_1' - z_2') \end{aligned} \quad (40, 41, 42)$$

Donde:

ρ_a , es la densidad del aire

La ecuación simplificada es:

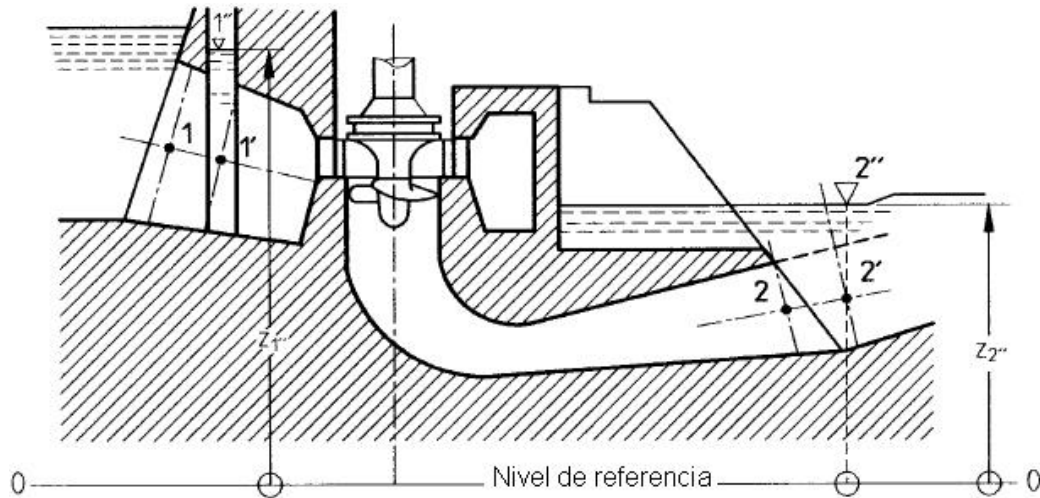
$$E = g(z_1 - z_2) \left(\frac{1 - \rho_a}{\rho} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = gZ \left(\frac{1 - \rho_a}{\rho} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} \quad (43)$$

9.3.2 Medidas a partir de niveles de agua

Las medidas del a partir de niveles deben ser evitadas siempre y cuando sea posible, es decir, solo se recomienda su uso en casos en que la falta de tomas no permita la medida de la presión. Esta situación se presenta mayormente en la sección de baja presión de cualquier turbina hidráulica, sin embargo, para la sección de alta presión solo se presenta en turbinas de salto bajo.

La Figura 37 ayuda a esclarecer la aplicación del método de determinación de la energía hidráulica específica mediante el uso de medidas de nivel de agua, las ranuras de las compuertas pueden ser utilizadas como manómetros de columna de agua, sin embargo, esto puede generar errores por efectos dinámicos debido a que no se satisfacen las prescripciones sobre dimensión en las tomas de presión.

Figura 37. Determinación de la energía hidráulica específica mediante medidas de niveles de agua



(IEC 60041, 1991, 136)

Es conveniente que la sección de medida de baja presión 2' se encuentre lo más cerca posible a la salida del tubo de aspiración.

En la norma IEC 60041 recomiendan para medir la energía hidráulica específica la ecuación simplificada:

$$E = g(z_{1''} - z_{2''}) \left(\frac{1 - \rho_a}{\rho} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = gZ \left(\frac{1 - \rho_a}{\rho} \right) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + E_{L1-1'} - E_{L2-2'} \quad (44)$$

Donde:

$E_{L1-1'}$, es la pérdida de energía hidráulica específica entre las secciones 1 y 1'

$E_{L2-2'}$, es la pérdida de energía hidráulica específica entre las secciones 2 y 2'

9.4 MEDICION DEL CAUDAL

La medida de caudal tanto en instalaciones hidroeléctricas como en laboratorios, se puede llevar a cabo de manera mas precisa si se hace teniendo en cuenta las especificaciones del método de medición elegido.

En lo posible se debe procurar que no existan perdidas ni ganancia de agua entre la turbina y el dispositivo de medición utilizado, en el caso que existan caudales auxiliares estos deberán ser medidos de manera independiente.

El método de medición a utilizar en las instalaciones hidroeléctricas se debe elegir teniendo en cuenta las limitaciones que pueda presentar la instalación, el costo que pueda tener el ensayo y teniendo en cuenta si la explotación de la turbina se presta a la posibilidad de hacer paros, vaciado de las instalaciones, etc. Que puedan ser necesarios para la instalación del ensayo.

9.4.1 Método de los molinetes

Como su nombre lo indica en este método se recurre al uso de cierto número de molinetes hidrométricos de hélice, los cuales son situados en puntos específicos de una sección recta en un canal abierto (sea de entrada o de salida), conducto cerrado o en una estructura de toma.

Medidas simultáneas de velocidad local tomadas por los molinetes son integradas para toda la sección de medida, para de esta manera estimar el caudal.

Los molinetes son aparatos formados por una hélice de dos o tres aspas, que accionadas por la corriente de agua, giran alrededor de un eje. El eje está montado en un dispositivo de suspensión transmitiendo su movimiento a un

sistema registrador que permite conocer el número de vueltas que da la hélice en un tiempo dado. La Figura 38 es un ejemplo de un molinete hidrométrico de hélice.

Figura 38. Molinete hidrométrico de hélice



(Molinete hidrométrico@2007)

Las medidas en canal abierto son exclusivas de canales artificiales con una sección recta bien definida, debido a que los canales naturales no son compatibles con las disposiciones normalizadas.

La duración de la medición no debe ser menor a dos minutos. En casos en que la velocidad del flujo sufra variaciones, se recomienda que la secuencia de medición cubra, al menos, cuatro periodos. La duración que tengan las variaciones se puede observar mediante la evolución de la velocidad del molinete durante 10 o 15 minutos.

El número de molinetes a utilizar debe ser suficiente para definir de manera satisfactoria el campo de velocidades en la sección medida.

El número de puntos de medición, a su vez, varía dependiendo de la geometría de la sección a medir, de esta manera en la Tabla 9 se muestra el número de puntos de medición (Z) mínimo requerido y la relación para hallar el número de puntos de medición a partir de la geometría de la sección.

Tabla 9. Numero recomendado de molinetes¹⁴

Sección	Numero mínimo de molinetes	Relación
Circular	13	$4\sqrt{R} < Z < 5\sqrt{R}$, R es el radio interior de la sección en metros
Rectangular o Trapezoidal	25	$24\sqrt[3]{A} < Z < 36\sqrt[3]{A}$, A es el área de la sección medida en metros cuadrados

Para canales abiertos se toma el mismo número de puntos de medición que en un conducto cerrado de sección rectangular. (IEC 60041, 1991,88)

Las hélices de los molinetes utilizados deben tener como mínimo un diámetro de 100 mm excepto para mediciones en la periferia en la que el diámetro de hélice puede ser mínimo de 50 mm. El ángulo entre la dirección de la velocidad local y el eje del molinete no debe ser mayor a 5°.

Los molinetes son puestos en contacto con el flujo de manera que el eje de la hélice este paralelo a la dirección del flujo y la hélice este en contraflujo. Los soportes del molinete deben tener una rigidez tal que no se permitan vibraciones. (EPT@2001)

La velocidad de giro del moliente es detectada mediante un contacto eléctrico enviando un pulso de frecuencia proporcional a la velocidad de giro.

¹⁴INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines.2 ed. Ginebra: IEC, 1991, p. 80. (IEC 60041:1991)

Para el cálculo del caudal en cercanías de las paredes o de la solera se utiliza la Ecuación 45:

$$v_x = v_a \left(\frac{x}{a} \right)^{\frac{l}{m}} \quad (45)$$

Donde:

v_x , es la velocidad a una distancia “ x ” de la pared mas próxima

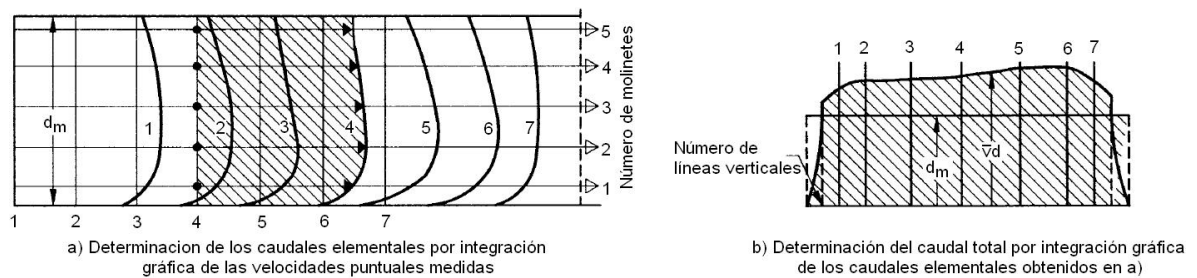
v_a , es la velocidad en el punto de medida extremo considerado (un punto “ a ” de la pared más próxima.

m , es un coeficiente que depende de la rugosidad de la pared y de las condiciones del flujo

l , es el volumen

Para las proximidades de la superficie libre el perfil se debe extrapolar por continuidad. Para conductos con sección trapezoidal la primera integración se debe hacer a lo largo de líneas verticales y la segunda integración se debe hacer trazando el producto de $\bar{v}d$ (\bar{v} es la velocidad media en una línea vertical y d es la profundidad del agua en la misma vertical) en función de la anchura, para explicar esto esta la Figura 39.

Figura 39. Ejemplo de un aforo en una sección ligeramente trapezoidal



(IEC 60041, 1991,91)

La Tabla 10 muestra las incertidumbres permisibles para una medición con un nivel de confianza de 95%.

Tabla 10. Incertidumbres en mediciones de caudal con molinetes¹⁵

Tipo de conducto	Incertidumbre
Conducto cerrado	$\pm 1\%$ a $\pm 1.5\%$
Tomas con tobera	$\pm 1\%$ a $\pm 2\%$
Tomas sin tobera	$\pm 1.2\%$ a $\pm 2\%$
Canal abierto con sección rectangular	$\pm 1.2\%$ a $\pm 2\%$
Canal abierto con sección trapezoidal	$\pm 1.4\%$ a $\pm 2.3\%$

¹⁵INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. 2 ed. Ginebra: IEC, 1991, p. 92. (IEC 60041:1991)

9.4.2 Tubos de Pitot

Los tubos de Pitot se utilizan para medir la presión dinámica en un determinado número de puntos de la sección transversal; se puede deducir la velocidad puntual en cada uno de estos puntos y calcular el caudal por el método de integración del campo de velocidades. Como la presión dinámica varía en función del cuadrado de la velocidad la precisión de medida disminuye rápidamente cuando la velocidad decrece. Es por esta razón que la utilización de tubos Pitot para la determinación de caudal se limita a flujo en conductos donde la velocidad no es demasiado baja (menor a 1 m/s) y a condición que el agua no lleve materia en suspensión. (IEC 60041, 1991, 92)

Para las pruebas es posible utilizar tubos Pitot normalizados bajo la ISO 3966, la cual cubre el diseño, la instalación y el uso de estos tubos. La norma ISO solo se debe usar para tubos Pitot normalizados que tengan una sola toma de presión total y con una o varias tomas de presión estática. Estos tubos pueden ser utilizados sin calibrar, adoptando un coeficiente de caudal igual a uno. La velocidad local (v_i) esta dada por la Ecuación 46:

$$v_i = \sqrt{\frac{2\Delta p_i}{\rho}} \quad (46)$$

Donde:

Δp_i es la diferencia entre la presión total y la presión estática medida con el tubo Pitot situado en el punto “i”. (IEC 60041, 1991, 92)

Si se tiene unas buenas condiciones de flujo y una buena técnica de medida el nivel de confianza para este método puede llegar a ser del 95% y la incertidumbre estaría situada entre $\pm 1.5\%$ y $\pm 2.5\%$.

Las mediciones de caudal con tubos Pitot pueden hacerse también con tubos no normalizados, en este caso será necesaria una calibración cuidadosa que abarque todas las velocidades halladas durante el ensayo. Con estos elementos es de esperarse una incertidumbre mas alta, ya que no se cuenta con información de cómo se ven afectados por flujos turbulentos, oblicuidad de la velocidad, los gradientes de velocidad y/o presión, obstrucciones, etc. (IEC 60041, 1991,93)

9.4.3 Método presión-tiempo (método de Gibson)

Este método se basa en la ley de Newton y en las leyes que se derivan de la mecánica de fluidos, las cuales son las que dan la relación entre la fuerza debida a la variación de la diferencia de presión entre dos secciones y la aceleración o desaceleración de la masa de la columna de agua comprendida entre estas secciones y debida al movimiento de un obturador.

El principio del método se basa en un fluido sin rozamiento, que fluye por un conducto con sección transversal “A” una variación de velocidad $\frac{dv}{dt}$, de una masa de fluido ρLA , provoca un diferencial de presión Δp , entre las secciones transversales aguas arriba (con subíndice “u”) y aguas abajo (con subíndice “d”) del tramo considerado de longitud L :

$$\rho LA \frac{dv}{dt} = A \Delta p \quad (47)$$

Donde:

$$\Delta p = p_d - p_u \quad (48)$$

Si se llama t al periodo de tiempo durante el cual cambia la velocidad y ξ la pérdida de presión debida al rozamiento entre las dos secciones se obtiene:

$$A \int_0^t dv = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p - \xi) dt \quad (49)$$

El caudal antes que el obturador comience a cerrar, esta dado por:

$$Q = Av_0 = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p - \xi) dt + Av_t \quad (50)$$

El caudal $q=Av_t$, después del fin del cierre, corresponde a las fugas que fluyen por la válvula, y se deben determinar separadamente con la máquina en rotación. Esta determinación no necesita generalmente una gran precisión, en la medida en que el caudal de fuga representa solo una reducida proporción del caudal a medir.

Se obtiene un registro presión-tiempo, grafico o numérico, de la onda de presión cerrando el obturador de forma continua; la variación de la presión entre las dos secciones de medición se integra en función del tiempo. (IEC 60041, 1991, 94)

Existen varias formas de aplicar el método dependiendo de la instrumentación utilizada y las técnicas de integración utilizadas, sin embargo, el principio sigue siendo el mismo. Este método de medición solo es aplicable en tuberías cerradas.

Para realizar este tipo de ensayos se deben instalar al menos cuatro tomas de presión con un diámetro entre 3 mm y 6 mm en cada sección de mitad y en un plano perpendicular al eje del conducto, en caso que el conducto tenga un diámetro menor a 4 m se pueden utilizar únicamente dos tomas.

Cuando se aplica el método presión-tiempo para un solo diagrama, la variación de la presión diferencial se ve afectada por las variaciones de la pérdida de carga por rozamiento y del momento cinético entre las secciones. El producto de la distancia entre las dos secciones de medición de presión y de la velocidad media en el conducto cuando el grupo funciona a plena carga, no debe ser menor a $50 \text{ m}^2/\text{s}$.

Los tiempos de registro antes del comienzo y después del cierre del obturador no debe ser menor a 20 segundos cada uno.

La medición se puede hacer mediante manómetros diferenciales de mercurio o bien por medio de captadores diferenciales, estos últimos pueden ser más precisos además de permitir la utilización de un computador.

Para la evaluación del diagrama todas las medidas deben de estar medidas en un sistema coherente de medidas.

Lo primero que se debe hacer, para la evaluación de un diagrama presión-tiempo hecho con manómetro diferencial es trazar la línea horizontal 0-0 que hará las veces de cero tanto del aparato como del diagrama. Después se debe trazar la línea horizontal A-A la cual representara la pérdida media de presión en condiciones de funcionamiento, antes de comenzar el cierre del obturador. Aparte de esto se debe trazar otra línea horizontal F-F que representara la pérdida media de presión final debida a las fugas, antes que la válvula se haya cerrado, esta línea coincide con la línea media de las oscilaciones que siguen a este cierre.

Teniendo trazadas estas líneas se procede a medir, sobre la línea F-F, la distancia B la cual representa el semiperíodo de las oscilaciones, después de esto se sustrae una corrección f que se tome como la anchura de la ranura del registrador fotográfico.

Se miden las alturas H , por encima de F-F, de los máximos de dos oscilaciones adyacentes y se calcula su relación E :

$$E = \frac{H_j}{H_{j+1}} \quad (51)$$

Luego se calcula la distancia D mediante la Ecuación 52:

$$D = (B - f) \frac{\arctan\left(\frac{2\pi}{1nE}\right)}{\pi} \quad (52)$$

Luego se resta la distancia D a partir del punto N donde la rama descendente de una oscilación corta a F-F. El punto M así definido representa el fin del diagrama.

Después de esto se traza una línea de recuperación aproximada GPM.

A continuación se debe planimetrar el área A_T del diagrama referido a la línea GPM, esta área se puede subdividir en varias superficies elementales $A_1, A_2, A_3 \dots A_i$. (Ver Figura 40)

A cada una de estas áreas se les debe restar una corrección del ancho de la banda, determinada multiplicando la ordenada del valor de cada superficie elemental por la anchura efectiva de la banda. (IEC 60041, 1991, 98)

Ahora se procede a calcular el caudal con la Ecuación 53:

$$Q = \frac{g}{sy} \frac{A_T}{F} + q \quad (53)$$

Donde:

s e y , son constantes de calibración del diagrama (la longitud correspondiente a 1s y la altura correspondiente a 1m de columna de agua respectivamente)

F , es el factor de forma del conducto (relación $\frac{L}{A}$ de la longitud del tramo de medición al área de la sección transversal del conducto)

q , es el caudal de fuga que pasa a través del dispositivo de cierre.

Luego se determina una nueva línea de recuperación basada en el hecho que en un momento dado, t_i la pérdida de presión residual viene dada por:

$$C_i = C(1 - r_i)^x \quad (54)$$

Donde:

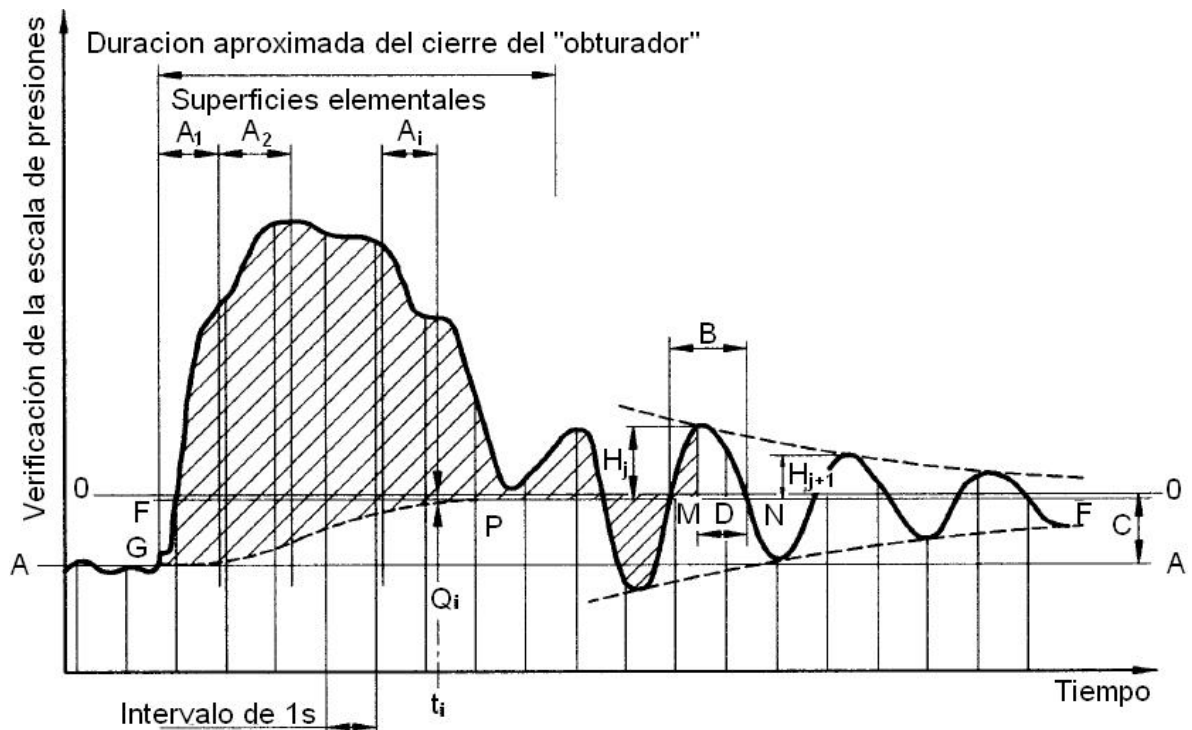
C , es la pérdida de presión antes del comienzo del cierre (diferencia entre 0-0 y A-A)

x , es el exponente de Q en la Ecuación 54 ($x=2$ para conductos con numero de Reynolds es mayor a 5×10^6 aproximadamente; para los casos en que el numero de Reynolds es menor este exponente se debe determinar caso por caso)

$$r_i = \frac{a_i}{A_T + A_L} \text{ con } a_i = \sum_{k=1}^i A_k \text{ y } A_L = qF \frac{sy}{g}$$

Par finalizar se calcula nuevamente el Q , si dos valores sucesivos de Q difieren en menos de 0.1%, se debe detener el calculo y tomar el ultimo valor encontrado como el caudal total en el momento en el que el obturador comienza a cerrar.

Figura 40. Ejemplo de diagrama presión-tiempo (Método del diagrama diferencial con empleo de manómetro diferencial)



(IEC 60041, 1991, 99)

Cuando se hace el calculo del diagrama mediante captador diferencial las presiones suministradas por este debe ser registrado numéricamente e introducir en la memoria de un computador.

El caudal se calcula por la Ecuación 55:

$$Q = \frac{A}{\rho L} \int_0^t (\Delta p + \xi) dt + q \quad (55)$$

Cuando se utiliza el método de diagramas separados se deben registrar independientemente las variaciones de presión en dos secciones de medición de la conducción. También se puede utilizar solo una sección de medida, comparándola con la superficie libre de entrada, sin embargo, este método solo puede ser utilizado si hay una chimenea de equilibrio y en el caso en que la longitud de la conducción, para que la determinación del factor de forma es difícil (forma abocinada, etc.), no debe ser mayor que 2% de la longitud total.

La longitud entre las secciones de medición de presión no debe ser menor que 50m, y el factor de forma F del tramo entre la chimenea de equilibrio y la sección de medida aguas abajo, no debe ser menor que cuatro veces la longitud entre la chimenea de equilibrio y la sección de medida aguas arriba. (IEC 60041, 1991, 101)

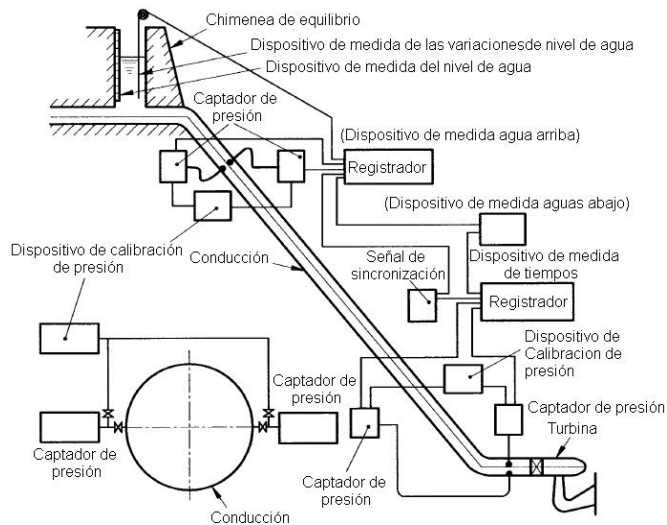
La forma de evaluar el método es prácticamente igual a la que se usa para un solo diagrama.

Los instrumentos que se utilizan para este tipo de medición son:

- Aparato de medida de la presión de agua en cada una de las secciones d medida.
- Dispositivo de calibrado para el sistema de medición de presión.
- Aparato de medición del tiempo.
- Aparatos de medición del nivel de agua y de su variación en la chimenea de equilibrio.
- Dispositivo de registro.

En la Figura 41 se muestran esquemáticamente los dispositivos a ser usados en el ensayo para la medición presión-tiempo de diagramas separados.

Figura 41. Disposición de aparatos para la medición presión-tiempo de diagramas separados



(IEC 60041, 1991, 103)

9.4.4 Métodos por trazador

Existen tres métodos distintos de medición de caudal por medio de trazador, dos de estos métodos utilizan el principio de la dilución, estos son el método de inyección a caudal constante y el método por integración (inyección instantánea), el tercer método se llama método del tiempo de transito, y se basa en la medición del tiempo que tarda un trazador en recorrer la distancia entre dos secciones de un conducto o canal abierto.

Según la norma IEC 60041, solo se recomiendan el método de inyección a caudal constante y el método de tiempo de transito en conductos cerrados, teniendo en cuenta que es preferible el uso del método de tiempo de transito debido a los puntos atípicos y los errores aleatorios que pueden presentarse en el método de inyección a caudal constante.

El método de inyección a caudal constante consiste en inyectar un trazador de forma continua en el flujo principal con caudal constante, y luego determinar la concentración del trazador que resulta con relación a su concentración inicial en un punto que este lo suficientemente aguas abajo para asegurar la dilución.

En este método no es necesario tener información sobre la geometría del conducto, sin embargo, es necesario asegurarse que no hayan corrientes de retorno o transversales que puedan desviar porciones del trazador. Cuando se haga la inyección del trazador en el agua debe ser constante y no debe exceder el 15% de la concentración presente en las muestras tomadas.

El caudal Q esta determinado por:

$$Q = q \frac{C_1 - C_2}{C_2 - C_0} \quad (56)$$

Donde:

q , es el caudal de la solución de trazador inyectada

C_0 , es la concentración inicial del trazador en el agua

C_1 , es la concentración del trazador en la solución inyectada

C_2 , es la concentración del trazador en la sección de muestreo

Si se tienen buenas condiciones de medición y de flujo la incertidumbre sistemática al nivel de confianza de 95% se puede estimar en $\pm 1\%$ a $\pm 2\%$ aproximadamente.

El método de tiempo de transito, también llamado método de la velocidad salina de Allen, se basa en la medición del tiempo de transito de las partículas marcadas del fluido entre dos secciones del conducto separadas por una distancia conocida.

Para lograr la marcación de las partículas el trazador es inyectado lo suficientemente aguas arriba de las secciones de medida, el tiempo de transito es determinado mediante la diferencia de los tiempos medios de llegada del trazador a cada una de las secciones de detección. El caudal se calcula con la Ecuación 57:

$$Q = \frac{V}{t} \quad (57)$$

Donde:

V , es el volumen de la conducción entre las secciones de conducción

\bar{t} , es el tiempo medio de transito de las partículas marcadas.

Se deben tener medidas exactas de la geometría de la sección para lograr un cálculo preciso del volumen. Este método tiene la ventaja de no ser necesario conocer la concentración del trazador en la conducción, solo es preciso que la amplitud de la señal sea registrada por el paso de las partículas marcadas delante de cada detector sea proporcional a la concentración del trazador, sin importar el coeficiente de proporcionalidad.

Si se tienen buenas condiciones de medición y de flujo la incertidumbre sistemática al nivel de confianza de 95% se puede estimar en $\pm 1\%$ a $\pm 1.5\%$ aproximadamente.

9.4.5 Vertederos

El principio de medida de este método consiste en medir el caudal mediante el posicionamiento de un vertedero de pared delgada en el flujo de superficie libre, para luego medir la altura de la lámina de agua sobre el vertedero. Para esto se utiliza una relación unívoca entre el caudal y la altura de lámina. Para lograr la mejor relación posible se recomienda el uso de un vertedero rectangular, sin contracción lateral, de coronación delgada, con una contracción completa en la coronación y vertido libre.

El cálculo del caudal se realiza con la Ecuación 58:

$$Q = \frac{2}{3} Cb\sqrt{2gh^3} \quad (58)$$

Donde:

Q, es el caudal

C, es el coeficiente de caudal

b, es la longitud de la coronación del vertedero (perpendicular al flujo)

g, es la gravedad

h, es la altura de la lámina medida aguas arriba del vertedero

La placa del vertedero debe ser lisa y plana, en especial en su cara aguas arriba y deberá permanecer inmóvil durante la duración de las medidas. Es recomendable que sea de un material resistente a la erosión y a la corrosión. Debe ser rígida y esta situada en forma perpendicular a las paredes y al fondo del canal. (EPT@2001)

La superficie de coronación deberá ser horizontal, plana y lisa, y perpendicular a la cara aguas arriba del vertedero; su intersección debe ser rectilínea y presentar una arista viva, sin rebabas del mecanizado o rayaduras. La longitud de la arista (*e*), medida perpendicularmente a la cara de aguas arriba debe medir de 1mm a 2mm. Si la placa del vertedero es más gruesa que la longitud de coronación permitida, la arista de aguas abajo deberá estar achaflanada a 45°.

Se debe tener presente la aireación de la lámina, de tal manera que el aire que este bajo la lámina se encuentre aproximadamente a presión atmosférica. La sección transversal de los orificios de ventilación debe ser por lo menos igual al 0.5% del producto de la longitud del vertedero (b) por la altura de coronación (s_1) por encima del nivel del agua en el canal de salida. (IEC 60041, 1991, 107)

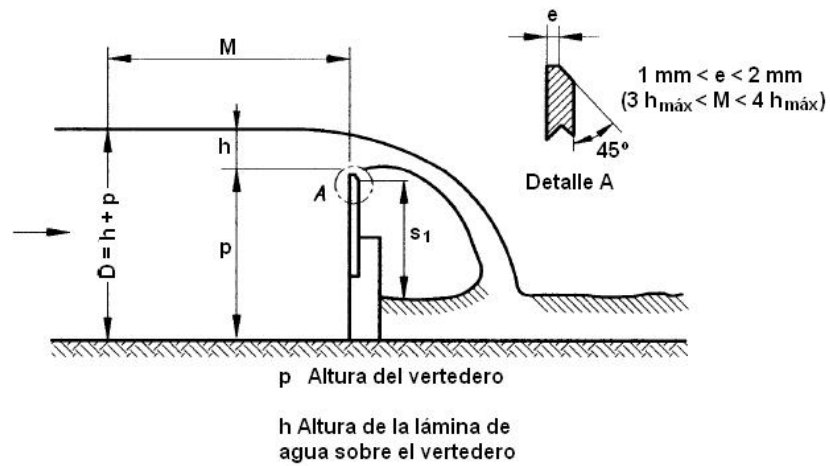
Es necesario que durante el ensayo se controle el estado de la coronación y la forma de la lámina de vertido, debido a que se debe evitar la aparición de láminas adherentes o flujos turbulentos o pulsatorios.

Se recomienda situar el vertedero de baja presión de la turbina y se debe vigilar que el flujo sea regular en el canal de llegada. No deben existir fugas ni aportes de agua entre la turbina y el vertedero.

Si el vertedero esta a la salida del la turbina, es recomendable dejar una distancia tal que el desprendimiento de burbujas de agua haya terminado antes de la llegada del flujo al vertedero.

El canal de llegada deberá ser rectilíneo, con una sección transversal uniforme y con paredes lisas de una longitud al menos 10 veces mayores a la longitud b de la coronación del vertedero. En esta longitud la pendiente de la solera deberá ser muy reducida (<0.005). En la Figura 42 se muestra la el esquema de posicionamiento de un vertedero rectangular.

Figura 42. Esquema de vertedero rectangular



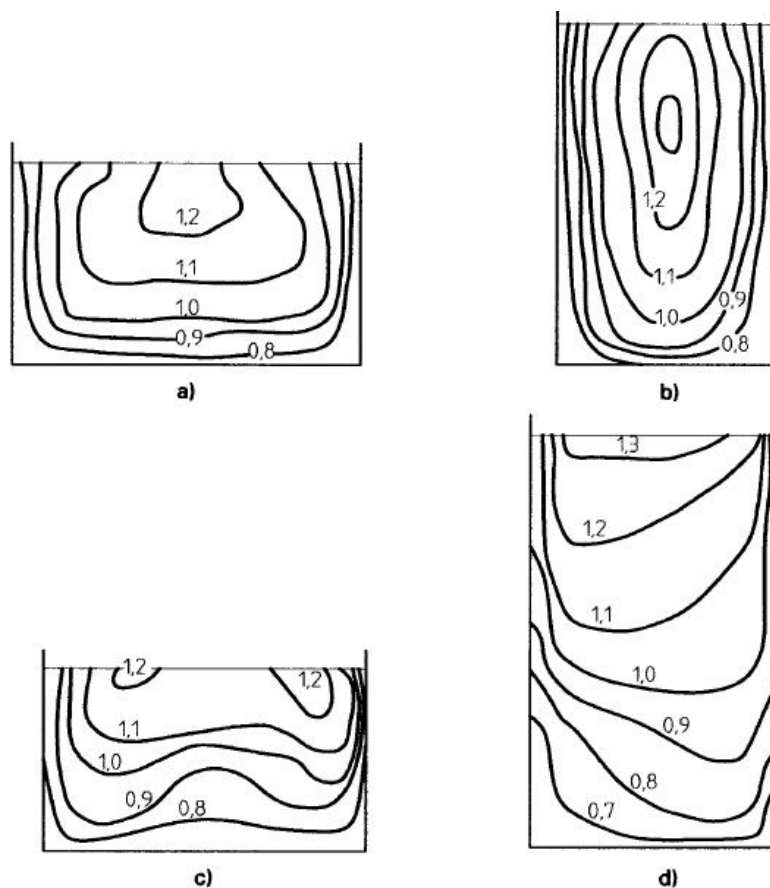
(IEC 60041, 1991, 108)

Las paredes del canal, por encima del nivel de coronación del vertedero se deben prolongar sin discontinuidad aguas abajo del mismo en una longitud de al menos $0.3h_{\text{máx}}$.

La norma IEC 60041 recomienda que se haga una exploración de velocidades con el uso de molinetes en el canal de llegada, previa a realizar el ensayo.

La Figura 43 muestra algunos ejemplos de reparto de velocidades en el canal de llegada.

Figura 43. Ejemplo de la distribución de las velocidades en el canal de llegada



Las distribuciones de velocidad a) y b) son ejemplos de distribuciones normales observadas que son claramente aceptables.

Las distribuciones de velocidad c) y d) muestran desviaciones significativas respecto de una distribución normal que puede conducir a resultados en el límite de la incertidumbre especificada

(IEC 60041, 1991, 110)

La altura de lámina (h), sobre la coronación deberá medirse aguas arriba a una distancia comprendida entre tres o cuatro veces la altura máxima de la lámina. Para determinar h , el número de puntos de medición uniformemente espaciados a través del canal debe ser el mostrado en la Tabla 11.

Tabla 11. Número de puntos de medición a partir de la longitud de coronación, b ¹⁶

Longitud de coronación, b	Numero de puntos de medición
$b < 2 \text{ m}$	2
$2 \text{ m} \leq b \leq 6 \text{ m}$	3
$b > 6 \text{ m}$	4 como mínimo

Las medidas de estas alturas no deben diferir en mas de 0.5%, en caso que este no sea el caso, se deben utilizar pantallas o deflectores para remediar esto. Para calcular el caudal se toman la media aritmética de todas las mediciones.

Para la medición de la altura de lámina se puede recurrir a limnímetros de punta recta o curva, visor óptico con contacto eléctrico o flotadores.

La precisión de la medida de caudal hecha con vertedero rectangular depende de la precisión en la medida de la altura de la lámina y del nivel de coronación, al igual que la precisión del coeficiente de caudal utilizado. Respetando esto el nivel de incertidumbre del ensayo debe estar entre $\pm 1.7\%$ y $\pm 3\%$.

9.4.6 Aparatos normalizados de presión diferencial

Este método consiste la instalación de dispositivos que generen una sección estrangulada, tales como toberas, tubos de Venturi o diafragmas, y medir la diferencia de presión que se origina.

¹⁶INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines.2 ed. Ginebra: IEC, 1991, p. 92. (IEC 60041:1991)

Este método de medición se especifica en la norma ISO 5167, sin embargo, este tipo de medición solo es aplicable en los límites del diámetro D de la conducción y del número Re_D precisados en la Tabla 12.

Tabla 12. Límites dimensionales y número de Reynolds para los dispositivos de presión diferencial

Tipo de dispositivo	D (mm)		Re_D^{**}	
	Mínimo	Máximo	Mínimo*	Máximo
Diafragma				
- Con tomas en los ángulos	50	1000	5×10^3	∞
- Con tomas D y D/2, o toma en la brida	50	1000	3×10^3	∞
Tobera				
- ISA 1932	50	500	2×10^4	10^7
- De radio largo	50	630	10^4	10^7
Tubo de Venturi clásico				
- Con convergencia de fundición en bruto	100	800	2×10^5	2×10^6
- Con convergencia mecanizada	50	250	2×10^5	10^6
- Con convergencia en chapa soldada en bruto	200	1200	3×10^4	2×10^6
Tobera-Venturi	65	500	3×10^4	2×10^6
<p>* Para los diafragmas, las toberas ISA 1932 y las toberas-Venturi, los valores mínimos reales de Re_D dependen del diámetro D y/o de la relación de diámetros d / D.</p> <p>** De acuerdo con ISO 5167,</p> $Re_D = \frac{v_1 D}{\nu_1}$ <p>Donde:</p> <p>v_1, es la velocidad media del flujo aguas arriba (m/s)</p> <p>D, es el diámetro interior de la conducción aguas arriba (m)</p> <p>ν_1, es la viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)</p>				

(IEC 60041, 1991, 116)

Teniendo buenas condiciones de medición y flujo la incertidumbre de este tipo de mediciones pueden estar entre $\pm 1\%$ y $\pm 1.5\%$, para toberas ISA 1938 y tubos

Venturi clásicos con convergente bruto de fundición; Mientras que para otros aparatos de medida de presión diferencia se pueden tener una incertidumbre entre $\pm 1.5\%$ a $\pm 2\%$.

9.4.7 Método volumétrico

El método de aforo volumétrico no es recomendable para ensayos en instalaciones hidráulicas, debido a que se limita a caudales pequeños por el tamaño de los depósitos necesarios para la aplicación del método.

Sin embargo, existe una variante de este método que permite la medición de caudales importantes, este consiste en determinar la variación del volumen de agua almacenado en el embalse aguas arriba o aguas abajo, a partir de la variación en el nivel del agua, sin embargo para hacer esto es necesario aislar el embalse de manera tal que no hayan aportes o fugas de agua durante la medición.

Los embalses artificiales de hormigón con pared vertical, son los que mejor se prestan para este tipo de mediciones, sin embargo, entre mayor sea el tamaño del embalse de hormigón, sus paredes tenderán a ser mas inclinadas. La medición del caudal en estos embalses sigue siendo sencilla, siempre y cuando, la pendiente se mantenga constante en el rango de medición.

Para la medición se recomienda medir en al menos cuatro puntos simultáneamente, sin embargo, si el embalse tiene una forma irregular se deben hacer mediciones en el numero suficiente de puntos para asegurar una medida media del nivel del agua.

Entre los instrumentos recomendados para este tipo de mediciones están los limnímetros o los flotadores.

Si se tiene buenas condiciones de medición, el porcentaje de incertidumbre estaría entre $\pm 0.5\%$ y $\pm 0.8\%$ para embalses con pared de hormigón vertical, y entre ± 0.7 y $\pm 1.0\%$ para embalses con paredes de concreto inclinadas.

9.4.8 Método gravimétrico

El método gravimétrico es utilizado para mediciones en modelos, puede ser estático o dinámico, sin embargo, la norma IEC 60193 recomienda únicamente el uso del método gravimétrico estático.

Este método consiste en desviar el flujo hacia un tanque de pesaje durante un tiempo medio y luego pesar la cantidad desviada.

El método gravimétrico proporciona únicamente el valor medio del caudal durante el tiempo tomado para recoger la cantidad de agua necesaria.

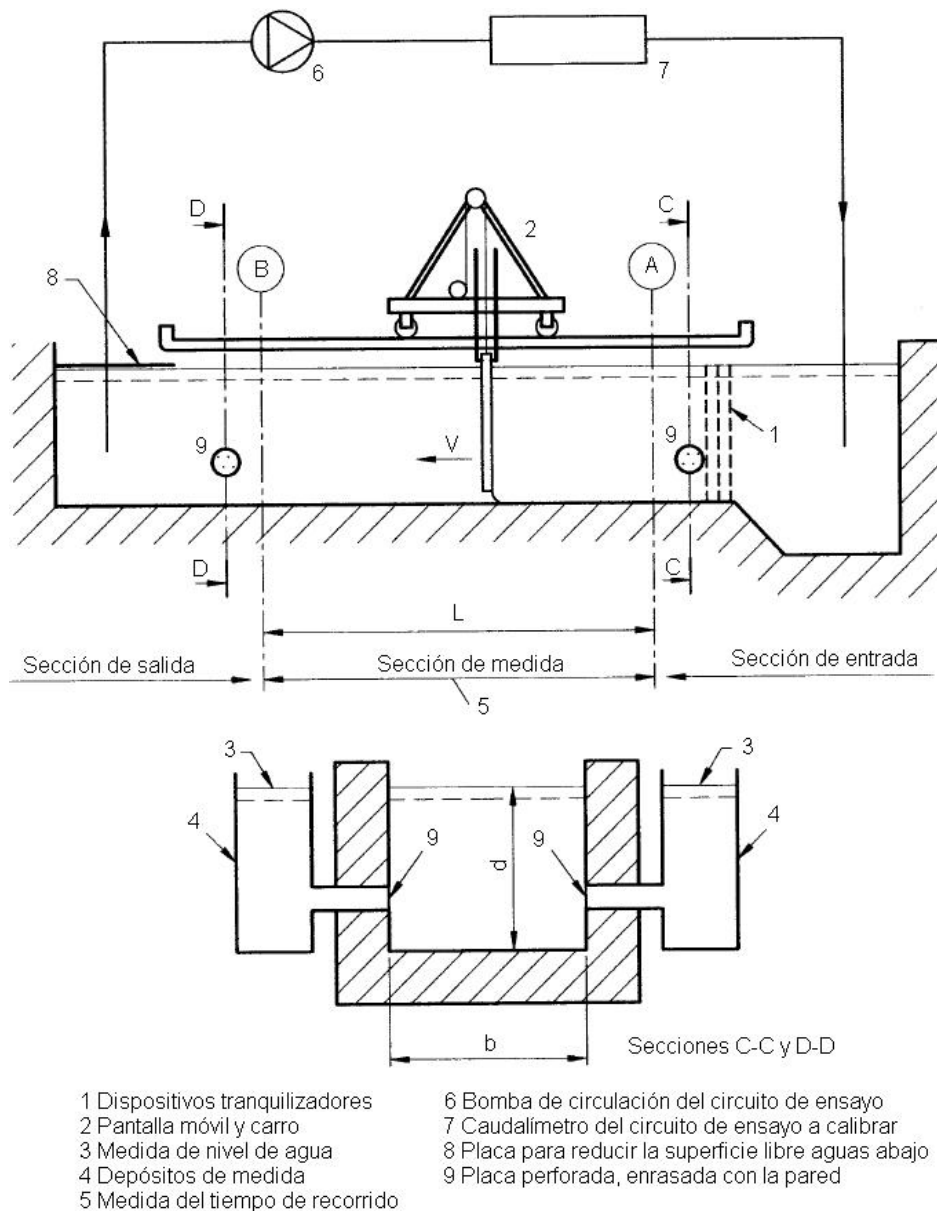
Este método es considerado el método mas preciso para la determinación del caudal. El porcentaje de incertidumbre, para un nivel de confianza del 95%, esta entre $\pm 0.1\%$ y $\pm 0.2\%$. (IEC 60193, 1999, 123)

9.4.9 Método de la pantalla móvil

El método de la pantalla móvil, es similar al método volumétrico, ya que se basa en la determinación del volumen se agua desplazado en un canal, entre las secciones A y B, pro medio del movimiento de una pantalla producido por el agua,

como se muestra en la Figura 44. Este método es utilizado especialmente para la determinación de caudal en modelos de turbina.

Figura 44. Método de la pantalla móvil



(IEC 60193, 1999, 125)

El caudal se debe calcular mediante la Ecuación 60:

$$V = bdL \quad (59)$$

$$Q = \frac{V}{t} = bd \frac{L}{t} = bdv \quad (60)$$

Donde:

V , es el volumen de agua desplazado entre las secciones A y B

L , es el distancia entre las secciones A y B (longitud del tramo de medida)

b , es la anchura media del canal en el tramo de medida

d , es la profundidad media del agua del canal en el tramo de medida

t , es el tiempo recorrido de la pantalla entre las secciones A y B

Q , es el caudal medio durante el tiempo recorrido t

v , es la velocidad media del flujo de agua en el tramo de medida del canal

El canal de medida es generalmente de sección rectangular que debe ser recta y calibrada con precisión en todo el recorrido de la pantalla. El ancho y la profundidad debe ser tal que, dentro del campo de caudales a medir, la velocidad media este entre 0.5 m/s y 1.0 m/s. (IEC 60193, 1999, 124)

El flujo de agua debe estar libre de remolinos y/o turbulencias. Esto se puede lograr mediante el uso de dispositivos tranquilizadores (placas perforadas, paneles nido de abeja, etc.)

La pantalla normalmente se suspende sobre un carro que rueda sobre unos rieles instalados en el canal o soportado sobre patines. La pantalla debe ser de un material ligero pero rígido, en general el conjunto carro-pantalla deberá ser lo mas liviano posible y con poco rozamiento.

Es importante que al introducir la pantalla en el canal el flujo sea alterado lo menos posible y no origine ondas u olas que provoquen errores significantes.

La holgura entre la pantalla y las paredes o el fondo debe ser la menor posible para minimizar las fugas. La velocidad de la pantalla debe mantenerse constante durante el recorrido para evitar la aparición de ondas u olas que puedan aumentar la incertidumbre en las mediciones.

El tiempo de recorrido de la pantalla se debe medir entre dos puntos fijos instalados al principio y al final del tramo, al atravesar estos puntos la pantalla debe activar un reloj electrónico por medio de interruptores electromecánicos, ópticos o magnéticos. (IEC 60193, 1999, 126)

El nivel del agua se debe de mantener constante antes y después de la prueba para asegurar que no se presenten oscilaciones.

Los intervalos entre mediciones deben ser tales que permitan la estabilización de las perturbaciones provocadas por la medición anterior.

La incertidumbre para los ensayos de medición de caudal con pantalla móvil, teniendo condiciones favorables de flujo y medición durante la prueba, debe estar entre $\pm 0.2\%$ a $\pm 0.3\%$.

9.4.10 Caudalímetros

Existen diferentes tipos de caudalímetros que pueden ser utilizados para la medición de caudal, tanto en modelos como en turbinas reales, estos dispositivos deben ser de la mayor calidad posible, sobretodo en cuanto a la repetibilidad y el efecto que puedan tener sobre el variables externas a la medición como la temperatura, la frecuencia y el voltaje del suministro de eléctrico.

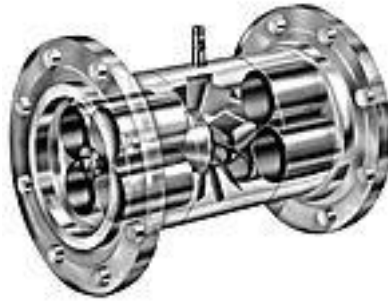
Los caudalímetros, antes de ser utilizados deben ser calibrados y la repetibilidad de la medición debe ser verificada en todo el campo de caudales a medir.

A continuación se muestran los principales caudalímetros a utilizar en las mediciones de caudal en turbinas.

Caudalímetro de turbina: Mide el caudal a partir de la rotación de álabe de turbina puesto en la corriente del flujo. Las partes básicas de un medidor a turbina son el rotor de turbina y el detector magnético. El fluido que circula sobre los álabes del rotor lo hace girar y la velocidad rotacional es proporcional al caudal volumétrico. El detector magnético consiste de un imán permanente con devanados de bobina que capta el pasaje de los álabes de turbina. El paso de los álabes delante del detector hace interrumpir el campo magnético y produce una tensión en la bobina. La frecuencia con que se genera esta tensión es proporcional al caudal y se la acondiciona en una salida de pulsos y/o analógica. (UNT@2007)

La Figura 45 muestra un ejemplo de un caudalímetro de turbina.

Figura 45. Caudalímetro de turbina



(Caudalímetro turbina@2007)

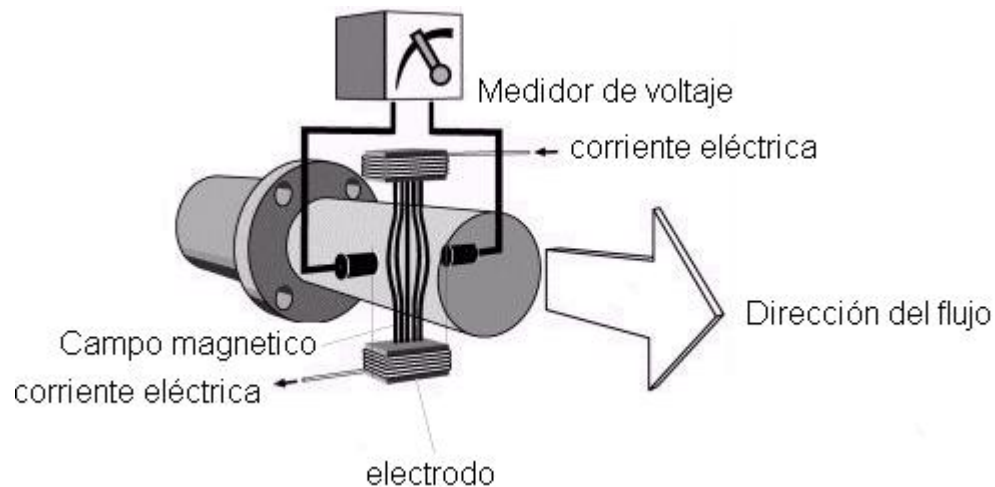
Los caudalímetros de turbina generan muy pocas perturbaciones en el flujo, sin embargo, crean una pérdida de carga bastante elevada. La señal de salida, que es una medida de frecuencia, es fácil de medir sin la pérdida de precisión. (IEC 60193, 1999, 129)

Los alabes del rodete pueden presentar cavitación en condiciones de baja presión, por esto es necesario hacer la calibración del aparato en condiciones de baja presión.

Caudalímetro electromagnético: su principio de funcionamiento se basa en la ley de Faraday, Una partícula cargada eléctricamente que pasa a través de un campo magnético produce una tensión que es perpendicular tanto al campo magnético como al vector velocidad y esta tensión es proporcional a la velocidad de la partícula. Puesto que un líquido conductivo contiene partículas cargadas, al pasar a través de un campo magnético, producirá una tensión (Ley de Faraday). Los caudalímetros magnéticos generan un campo magnético perpendicular a la corriente de flujo y miden la tensión producida por el fluido que pasa a través del instrumento. La tensión producida es proporcional a la velocidad media del fluido.

Esta tensión es acondicionada y suministrada como salida analógica.
(UNT@2007)

Figura 46. Caudalímetro electromagnético



(Caudalímetro electromagnético@2007)

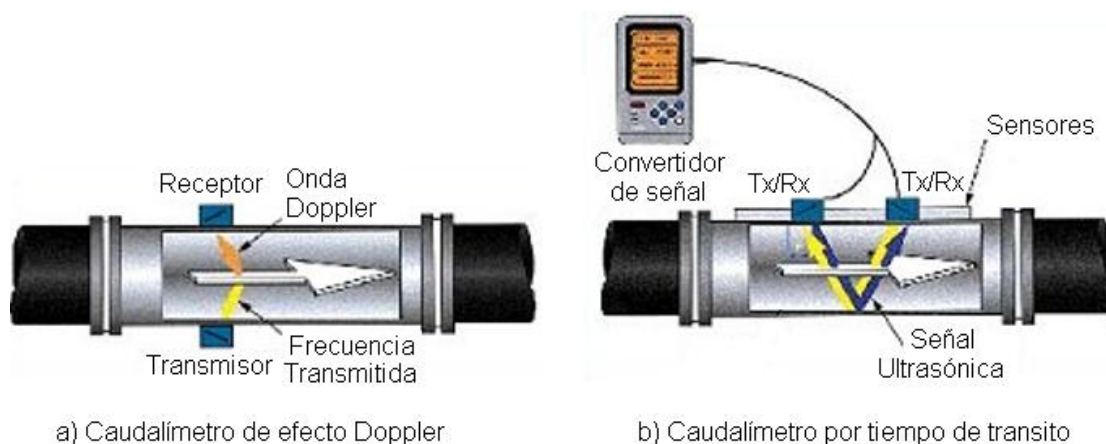
Una de las Principales ventajas de los caudalímetros electromagnéticos es que no generan perturbaciones en el flujo, ni pérdidas de carga, además, no son sensibles al desgaste. Además de esto dan una lectura inmediata del caudal, que los hacen perfectos para observar las variaciones que se puedan presentar en el caudal.

Caudalímetro acústico: También son llamados caudalímetros de ultrasonido, Los caudalímetros por ultrasonido están basados en la propagación de ondas de sonido en un fluido. Existen dos principios básicos para esta medición: Tiempo de Tránsito y Efecto Doppler. En los caudalímetros por tiempo de tránsito, la velocidad de flujo se determina por la diferencia entre la velocidad de propagación de una onda de sonido a favor y otra en contra del flujo. Los elementos emisores y receptores pueden instalarse por fuera de la tubería sostenidos por abrazaderas.

El instrumento de efecto doppler tiene un generador de ultrasonido que emite ondas. Si en el seno del líquido existen partículas o burbujas de gas, estas ondas chocan con ellas provocándose una reflexión de las ondas, un eco. Cuando esto ocurre el eco devuelto tiene una frecuencia igual si el líquido está quieto o distinta que la enviada si está en movimiento. Esta nueva frecuencia depende de la velocidad de la partícula productora del eco, por lo que midiendo el corrimiento de frecuencia se puede determinar la velocidad del fluido y por lo tanto el caudal instantáneo. (AIE@2007)

La Figura 47 muestra ambos tipos de caudalímetros acústicos.

Figura 47. Caudalímetros acústicos



(Caudalímetros acústicos@2007)

Según la norma IEC 60193 es preferible utilizar caudalímetros acústicos que usen el método de tiempo de transito.

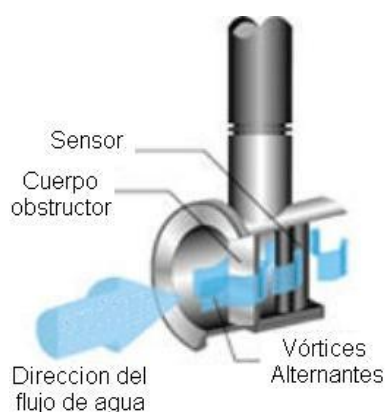
Aunque los caudalímetros acústicos no generan perturbaciones en el flujo ni pérdidas de carga, aunque pueden ser algo sensibles a la distribución de

velocidades y presencia de burbujas y ruidos acústicos en el flujo. Las turbulencias y el limitado muestreo de velocidades instantáneas locales, no permiten la utilización de lecturas sucesivas para evaluar la fluctuación en el caudal. (IEC 60193, 1999, 130)

Caudalímetro de vórtice: estos caudalímetros miden el caudal mediante un cuerpo generador de vórtices. El principio básico de un medidor de vórtices es que los remolinos se desprenden del cuerpo a una frecuencia proporcional al caudal volumétrico. Los vórtices son detectados por distintos medios. A medida que los vórtices se van desplazando a través del caudalímetro, crean áreas alternadas de baja y alta presión. Y son estas presiones alternadas las que hacen responder a los elementos sensores. El elemento de detección produce una señal eléctrica de la misma frecuencia con que se generan los vórtices. Esta frecuencia es acondicionada en una salida de pulsos y/o analógica. La señal de salida es proporcional a la velocidad del fluido. (UNT@2007)

La Figura 48 muestra un ejemplo de un caudalímetro de vórtice.

Figura 48. Caudalímetro de vórtice



(Caudalímetro vórtice@2007)

La experiencia con este tipo de caudalímetros es aún muy limitada por lo que debe ser usado con precaución, debido a que cualquier vibración presente en el conducto puede distorsionar la frecuencia de medida.

Debido al riesgo de cavitación en el obstáculo generador de vórtices, la calibración siempre debe ser hecha a la más baja presión de ensayo posible. (IEC 60193, 1999, 130)

9.5 MEDICIÓN DE LA VELOCIDAD DE ROTACIÓN

La medición de la velocidad de rotación es importante dentro de las pruebas de comportamiento en turbinas ya que las características del funcionamiento de turbina dependen en gran medida de esta variable.

La velocidad de rotación puede ser medida mediante:

- Cómputo de los impulsos generados por el eje del modelo, utilizando un contador electrónico y una base de tiempos. El generador de impulsos puede ser eléctrico u óptico.
- Frecuencímetro eléctrico conectado con un generador accionado directamente por el eje del modelo.
- Tacómetro eléctrico de alta presión, que incluya un imán permanente estable, accionado directamente por el eje. (IEC 60193, 1999, 176)

El porcentaje de incertidumbre en el caso de la medición con tacómetro esta entre $\pm 0.2\%$ a $\pm 0.4\%$. Mientras que en el caso de un contador electrónico u otro

dispositivo de precisión el nivel de incertidumbre se encuentra por debajo del $\pm 0.2\%$.

9.5.1 Medida de la velocidad en caso de determinación directa de la potencia

Cuando se determina la potencia por el método directo, la velocidad de rotación puede ser medida mediante el uso de un tacómetro calibrado o con un contador electrónico. La medida de la velocidad se debe efectuar sin ningún deslizamiento relativo al eje de la turbina. (IEC 60041, 1991, 189)

9.5.2 Medida de la velocidad en caso de determinación indirecta de la potencia

Para la medición de la velocidad de rotación para la determinación indirecta de la potencia se puede hacer mediante el uso de los mismos instrumentos de medida que son utilizados para la determinación directa de la potencia y, al igual que el en este caso, se deben tener en cuenta las mismas precauciones para la medición.

Según la norma IEC 60041¹⁷, esta permitida la medición de la velocidad de rotación en una máquina síncrona mediante el frecuencímetro del cuadro de control bajo las condiciones siguientes:

- La carga del sistema debe permanecer constante
- La resolución del frecuencímetro debe ser del 0.1% de la frecuencia de la red

¹⁷ INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. 2 ed. Ginebra: IEC, 1991, p. 189. (IEC 60041:1991)

- El frecuencímetro se debe comparar con un instrumento de precisión adecuado.

Cuando la turbina esta acoplada a una maquina eléctrica asíncrona, la velocidad puede ser calculada de la manera descrita anteriormente o puede ser calculada mediante la frecuencia medida de la red y del deslizamiento medido de la máquina eléctrica mediante la Ecuación 61, que se muestra a continuación. (IEC 60041, 1991, 189)

$$N = \frac{2}{i} \left(f - \frac{m}{\Delta t} \right) \quad (61)$$

Donde:

i , numero de polos de la maquina eléctrica

f , frecuencia de la red (Hz)

m , número de imágenes observadas por un estroboscopio sincronizado con la red durante el intervalo de tiempo Δt .

9.6 MEDICION DE LA POTENCIA

Como se observaba en el numeral 4.8, la potencia es una característica de gran importancia en la determinación de la eficiencia global de la turbina.

La medición de la potencia puede ser hecha mediante métodos indirectos de medida de la potencia, como la medición de la potencia eléctrica. También puede

ser hecha por métodos directo de medida como lo son la medida por medio de un freno, mediante un dinamómetro de torsión.

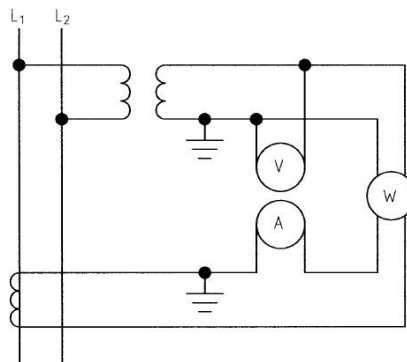
Para la medición de la potencia es recomendable la utilización de instrumentos integrados, especialmente aquellos que simultáneamente integran las mediciones de potencia con las de caudal, debido a que estos pueden suprimir las variaciones de caudal y de potencia que se producen durante el periodo de integración.

9.6.1 Medición de la potencia eléctrica, P_a

Para la medición de la potencia, a partir de la potencia eléctrica existen tres métodos, un método para sistemas monofásicos y dos para sistemas trifásicos los cuales son, el método de los dos potenciómetros y método de los tres potenciómetros. A continuación se muestra como se debe llevar a cabo cada una de estos métodos.

Sistema monofásico: la Figura 49 muestra el diagrama de un sistema monofásico.

Figura 49. Diagrama de un sistema monofásico



(IEC 60041,1991, 166)

La potencia eléctrica en un sistema monofásico es dada por la Ecuación 62:

$$\begin{aligned} P_{ap} &= P_{as} k_u k_i (1 + \varepsilon) \\ P_{as} &= U_s I_s \cos \varphi_s \end{aligned} \quad (62, 63)$$

Donde:

P_{ap} , es la potencia primaria a medir

P_{as} , es la potencia secundaria (valor medido)

k_u y k_i , son relaciones de transformación nominales de transformadores de tensión e intensidad.

ε , es el valor relativo de la corrección del sistema de medida determinada por las calibraciones.

U_s , es la tensión en el secundario

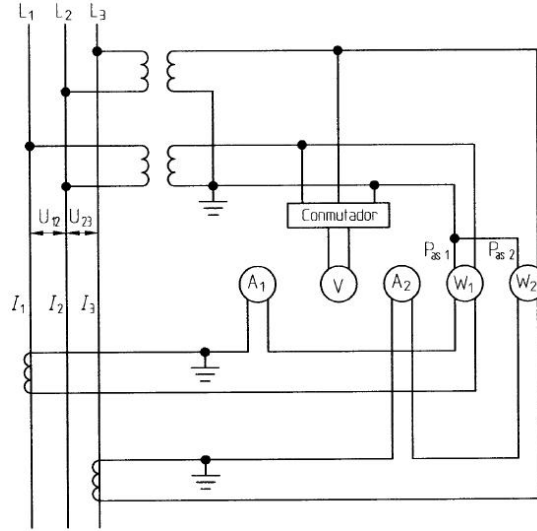
I_s , es la corriente en el secundario

φ_s , es la diferencia de fase entre vectores en el secundario

Método de los dos potenciómetros: el método de los dos potenciómetros puede darse en condiciones de equilibrio, como en el caso de dos transformadores de tensión o tres transformadores de tensión, o en condiciones de desequilibrio.

En el caso de dos transformadores de tensión la potencia se mide utilizando con dos instrumentos monofásicos o un instrumento de doble elemento y dos transformadores de tensión, como se muestra en la Figura 50.

Figura 50. Diagrama de sistema trifásico con el método de dos potenciómetros



(IEC 60041, 1991, 168)

En este caso la medición de la potencia eléctrica en el primario se hace mediante la Ecuación 64:

$$P_{ap} = P_{as(2W)} k_u k_i (1 + \varepsilon) \quad (64)$$

Donde:

$$P_{as(2W)} = P_{as1} + P_{as2} = \sqrt{3} U_s I_s \cos \varphi_s \quad (65)$$

El valor relativo de corrección del sistema de medida combinado esta dado por:

$$\varepsilon = \varepsilon_W + \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c}}{2} + \frac{\delta_{1c} + \delta_{2c}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1c} + \delta_{2c}}{2} - \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi \quad (66)$$

Donde:

ε_W , es el valor relativo de la corrección combinada en el caso de medida con dos potenciómetros.

ε_{1c} , es el valor relativo de corrección combinada para las relaciones de corriente y tensión de los transformadores del sistema 1.

ε_{2c} , es el valor relativo de corrección combinada para las relaciones de corriente y tensión de los transformadores del sistema 2.

δ_1 , es el desplazamiento de fase combinado de los transformadores del sistema 1, en radianes.

δ_2 , es el desplazamiento de fase combinado de los transformadores del sistema 1, en radianes.

Para el caso en que haya tres transformadores de tensión, se utiliza la misma Ecuación 62 para el cálculo de la potencia eléctrica en el primario, sin embargo, el valor relativo de corrección

$$\varepsilon = \varepsilon_W + \frac{\varepsilon_{1i} + \varepsilon_{2i} + \varepsilon'_{1U} + \varepsilon'_{2U}}{2} + \frac{\delta_{1i} + \delta_{2i} + \delta'_{1U} + \delta'_{2U}}{2\sqrt{3}} - \left(\frac{\delta_{1i} + \delta_{2i} + \delta'_{1U} + \delta'_{2U}}{2} - \frac{\varepsilon_{1i} + \varepsilon_{2i} + \varepsilon'_{1U} + \varepsilon'_{2U}}{2\sqrt{3}} \right) \tan \varphi_s \quad (67, 68)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \varepsilon'_{1U} &= \frac{\varepsilon_{1U} + \varepsilon_{2U}}{2} \mp \frac{\delta_{1U} - \delta_{2U}}{2\sqrt{3}} \\ \varepsilon'_{2U} &= \frac{\varepsilon_{3U} + \varepsilon_{2U}}{2} \mp \frac{\delta_{3U} - \delta_{2U}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \quad (69, 70)$$

El signo es negativo si la tensión de fase medida esta adelantada respecto de la tensión de la fase no medida, en caso contrario el signo es positivo.

$$\begin{aligned} \delta'_{1U} &= \frac{\delta_{1U} + \delta_{2U}}{2} \mp \frac{\varepsilon_{3U} - \varepsilon_{2U}}{2\sqrt{3}} \\ \delta'_{2U} &= \frac{\varepsilon_{3U} + \varepsilon_{2U}}{2} \mp \frac{\delta_{3U} - \delta_{2U}}{2\sqrt{3}} \end{aligned} \quad (70, 71)$$

El signo es negativo si la tensión de fase medida esta retrasada respecto de la tensión de la fase no medida, en caso contrario el signo es positivo. (IEC 60041, 1991, 170)

En condiciones de desequilibrio, la medida de potencia eléctrica se hace en la misma manera que en condiciones de equilibrio, sin embargo, el cálculo del valor de corrección tiene que tener en cuenta los diferentes valores de corriente, tensión y factor de potencia en los dos sistemas de medida. (IEC 60041, 1991, 172)

Método de los tres potenciómetros: Para hacer la medición se utilizan tres instrumentos monofásicos o un instrumento de tres elementos.

El método de los tres potenciómetros puede darse en condición de equilibrio de desequilibrio.

En condiciones de equilibrio, que es el caso más normal, la potencia en el primario es:

$$P_{ap} = P_{as(3W)} k_u k_i (1 + \varepsilon) \quad (72)$$

Donde la potencia del secundario es:

$$P_{as(3W)} = P_{as1} + P_{as2} + P_{as3} = \sqrt{3} U_{shp} I_s \cos \varphi_s \quad (73)$$

Donde:

U_{shp} , es la tensión de fase del secundario

El valor relativo de corrección esta dado por:

$$\varepsilon = \varepsilon_W + \frac{\varepsilon_{1c} + \varepsilon_{2c} + \varepsilon_{3c}}{3} - \frac{\delta_{1c} + \delta_{2c} + \delta_{3c}}{3} \tan \varphi_s \quad (74)$$

En condiciones de desequilibrio, el cálculo de la potencia debe realizarse de la misma manera que en condiciones de equilibrio, sin embargo, hay que tener en cuenta los diferentes valores de corriente, tensión y factor de potencia en los tres sistemas de medida, para el cálculo de las correcciones.

9.6.2 Medida por medio de un freno

El freno utilizado puede ser mecánico, hidráulico o eléctrico. Para hacer esta medición es necesario hacer una determinación precisa de las siguientes magnitudes:

- Velocidad de rotación del eje
- Longitud del brazo del freno
- Peso de la tara del brazo del freno
- Fuerza sobre el brazo de freno

El freno debe de estar montado de manera que minimice los empujes axiales sobre el eje y los cojinetes. La potencia absorbida por fricción en estos cojinetes, debido a la existencia de estas cargas, no se puede imputar a la maquina hidráulica, sino que se debe añadir a la potencia medida (potencia total=potencia medida+perdidas de cojinete). Si la turbina es de eje vertical, el freno debe ser suspendido, de manera que no cause esfuerzos de flexión sobre el eje. (IEC 60041, 1991,185)

9.6.3 Medida por medio de un dinamómetro de torsión

Un dinamómetro de torsión comprende un eje cuyo esfuerzo es medio por un método adecuado.

Este aparato debe ser calibrado antes y después del ensayo, de ser posible *in situ*. (IEC 60041, 1991, 185)

9.7 METODO TERMODINAMICO PARA LA MEDIDA DEL RENDIMIENTO

El método termodinámico resulta de la aplicación del principio de conservación de la energía (primera ley de la termodinámica) a la transferencia de energía entre el agua y el rodete/impulsor a través del cual esta fluyendo. (IEC 60041, 1991, 190)

La energía mecánica específica en el rodete/impulsor, E_m , se define como la relación entre la potencia mecánica transmitida por el acoplamiento del rodete y el eje, y el caudal másico.

$$E_m = \frac{P_m}{\rho Q} \quad (75)$$

$$P_m = P + P_{Lm} + P_f \quad (76)$$

Donde:

P_m , es la potencia mecánica del rodete/impulsor.

P , es la potencia mecánica suministrada por la turbina

P_{Lm} , son las pérdidas de potencia mecánica

P_f , es la potencia eléctrica suministrada a los equipos auxiliares de la turbina.

La energía mecánica específica puede ser determinada mediante la medición de las variables de funcionamiento (presión, temperatura, nivel y velocidad) y de las propiedades termodinámicas del agua. (IEC 60041, 1991, 190)

La aplicación del método termodinámico para la medida del rendimiento esta limitado a valores de energía hidráulica específica mayores a 1000 J/Kg (saltos mayores a 100 m). Sin embargo, si se tienen buenas condiciones de medición el límite puede ser ampliado a valores inferiores de energía hidráulica específica.

Partiendo de la Ecuación 14, dada en el numeral 4.8 para la eficiencia global y reescribiéndola en términos de la energía mecánica específica y la energía hidráulica específica se tiene:

$$\eta = \frac{P_m}{P_h} = \frac{E_m}{E \pm \frac{\Delta P_h}{P_m} E_m} \quad (77)$$

Si ningún caudal auxiliar es adicionado o sustraído entre las secciones de referencia, E_m se debe calcular con la Ecuación 78:

$$E_m = E_{1-2} = \bar{a}(p_{abs1} - p_{abs2}) + \bar{c}_p(\theta_1 - \theta_2) + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad (78)$$

Donde:

\bar{a} , valor medio del factor isoterma

\bar{c}_p , valor medio del calor específico

θ , es la temperatura termodinámica en grados Kelvin.

Las posiciones de medida para determinar la energía mecánica específica se muestra en la Figura 51.

Los valores medios del factor isoterma y del calor específico están dados por:

$$\begin{aligned}\bar{a} &= \frac{p_{abs11} + p_{abs21}}{2} \\ \bar{c}_p &= \frac{\theta_{11} + \theta_{21}}{2}\end{aligned}\tag{79, 80}$$

A la ecuación para la energía mecánica específica se recomienda adicionarle un factor correctivo indicado como δE_m . Por lo tanto la ecuación de la energía mecánica específica queda definida como:

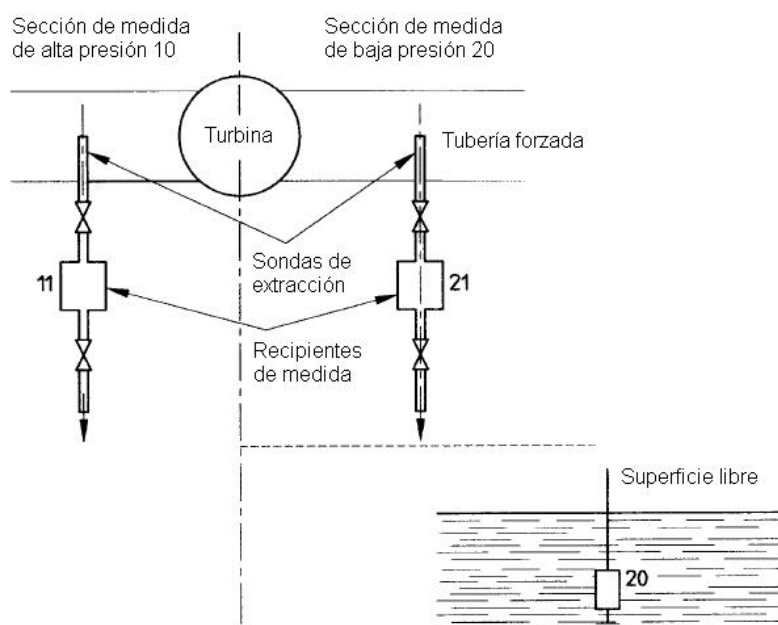
$$E_m = \bar{a}(p_{abs11} - p_{abs21}) + \bar{c}_p(\theta_{11} - \theta_{21}) + \frac{v_{11}^2 - v_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) + \delta E_m\tag{81}$$

9.7.1 Método de medida de la energía mecánica específica

Debido a que es muy difícil la medición sobre el flujo principal, las magnitudes que definen a E_m , pueden ser medidas en recipientes especialmente diseñados con tomas para la determinación de temperatura y presión. Cuando las secciones de medida se encuentran bajo presión, el procedimiento consiste en la extracción de un determinado volumen, comprendido generalmente entre $0.1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ y $5 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, mediante un captor dinámico. El agua extraída de esta manera deberá ser conducida al recipiente de medida a través de un conducto calorifugado a fin de asegurar que el intercambio de calor con el exterior, no exceda el límite de correcciones fijado.

La Figura 51 muestra la disposición esquemática del montaje para la medición de la energía mecánica específica. (IEC 60041, 1991, 192)

Figura 51. Disposición esquemática general par los recipientes de medida



(IEC 60041, 1991, 193)

Si la sección del lado baja presión se encuentra a una presión mayor que la atmosférica, puede resultar útil reducir la presión del agua dentro del recipiente de medida, dependiendo del método de operación que se utilice.

Las velocidades deben ser medidas adentro del recipiente de medida.

Los niveles z_{11} y z_{21} corresponden a los centros de gravedad de los recipientes de medida. Siempre y cuando la diferencia de nivel entre el nivel de referencia de los manómetros y el del centro de gravedad de los recipientes de medida no supere

los 3 m, se pueden admitir referir niveles y presiones al punto de referencia de los manómetros.

Para determinar los términos de temperatura y presión de la ecuación de la energía mecánica específica existen dos métodos, estos son, el método de operación directo y el método de operación por expansión parcial.

Método de operación directo: en este método se hace un paso directo del agua desde la tubería forzada, en el lado de alta presión de la maquina, al recipiente de medida con la mínima expansión posible. Tomando la ecuación para la energía mecánica específica, nombraremos los dos primeros términos como A y B.

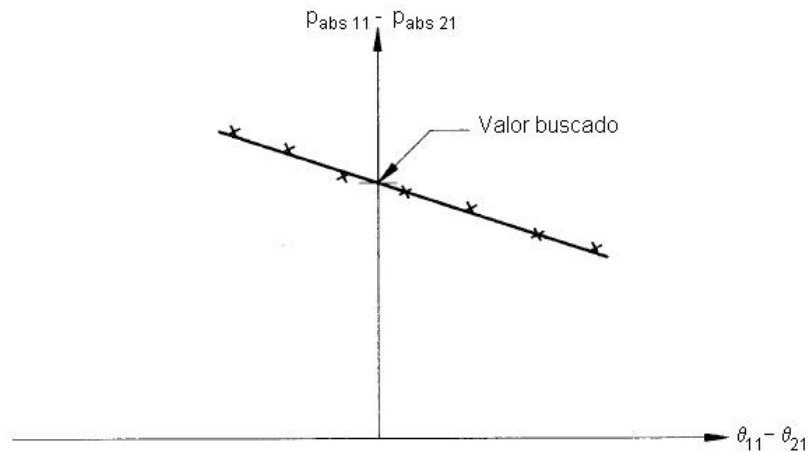
$$E_m = \underbrace{\bar{a}(p_{abs11} - p_{abs21})}_A + \underbrace{\bar{c}_p(\theta_{11} - \theta_{21})}_B + \frac{V_{11}^2 - V_{21}^2}{2} + g(z_{11} - z_{21}) \quad (82)$$

Para determinar los valores del término A, se deben de utilizar manómetros o transductores de presión de gran precisión. Para determinar los valores de B se deben utilizar termómetros de una alta precisión. (IEC 60041, 1991, 194)

Método de operación por expansión local: una válvula de expansión se ubica en el circuito de detración entre la tubería forzada en el lado de alta presión y el correspondiente recipiente de medida en el lado de alta presión. El ajuste de esta válvula debe ser muy fino y estable, de manera que por expansión local, se consiga igualdad de temperaturas en el recipiente de medida del lado de alta presión y en el recipiente de medida de baja presión. De esta manera el término B de la ecuación de energía mecánica específica se hace nulo, de esta manera la determinación de E_m solo dependerá de la medición de las presiones del término A por medio de manómetros o transductores de alta precisión. En este tipo de medición la función de los termómetros será la de confirmar la igualdad de temperaturas.

Es recomendable establecer gráficamente o mediante métodos matemáticos (como por ejemplo regresión lineal) la relación entre los términos A y B. como se observa en la Figura 52 en muchos casos la presión absoluta en la sección 21 es casi constante, por lo que se hace necesario únicamente calcular la presión absoluta en la sección 11. El valor de la presión a utilizar se obtiene por interpolación grafica o matemática de para diferencia de temperatura nula.

Figura 52. Método de operación por expansión parcial (interpolación)

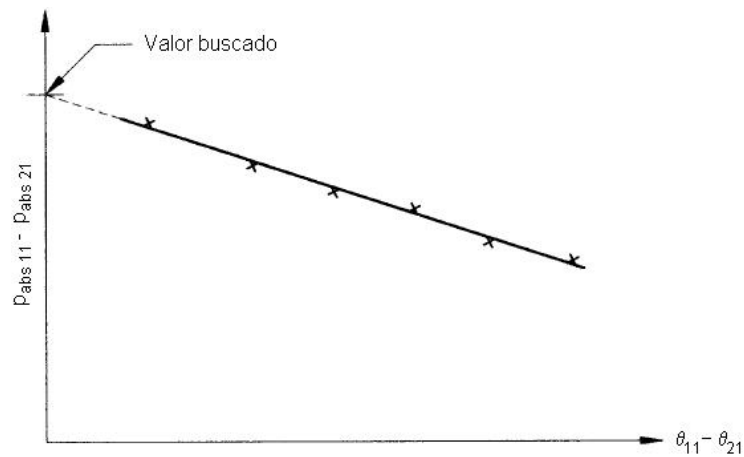


(IEC 60041, 1991, 195)

Este método es aplicable para casi todos los casos, sin embargo, la igualdad de temperaturas no se puede conseguir en los puntos de alto rendimiento si la temperatura del agua es mayor a 15°C.

Cuando esto ocurre es posible utilizar una extrapolación matemática y grafica si el campo de presión es pequeño en consideración al campo de precisión medido con precisión. Un ejemplo de estos gráficos de extrapolación se observa en la Figura 53. (IEC 60041, 1991, 196)

Figura 53. Método de operación por expansión parcial (extrapolación)

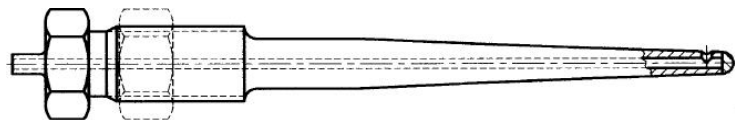


(IEC 60041, 1991, 195)

9.7.2 Condiciones de ensayo

Es importante tener en cuenta que las detracciones deberán hacerse mediante una sonda perpendicular a la conducción la sonda deber ser diseñada para evitar vibraciones o roturas y debe tener una marca que permita identificar y orientar correctamente el orificio. En la Figura 54 se ve un ejemplo de una sonda de detracción.

Figura 54. Sonda de detracción



(IEC 60041, 1991, 1999)

Los recipientes de medida deben ser diseñados de manera que la velocidad del flujo de agua en su interior sea pequeña y que se produzca una buena mezcla antes que la temperatura del flujo sea medido.

Para la medición de la presión se recomienda utilizar el mismo manómetro, transductor de presión o captador utilizado para medir la energía mecánica específica y la energía hidráulica específica.

Los instrumentos para la medición de temperatura deben ser lo suficientemente precisos y sensibles como para proporcionar una indicación en la diferencia de temperaturas entre los puntos de medida de al menos 0.001K.

Las secciones de elegidas para la medición de E_m no necesariamente coinciden con las secciones de referencia de alta y baja presión. Las secciones se deben elegir si cumplen las siguientes condiciones:

- El intercambio de calor entre el agua y el ambiente debe estar limitado.
- La distribución de energía en las secciones no debe presentar anomalías significativas. (IEC 60041, 1991, 200)

Las secciones de medida de alta presión se deben cerca de maquina, sin embargo, no debe situarse cerca de la estela inmediata de un válvula de mariposa. En la Tabla 13 se indican en número de tomas necesario dependiendo del diámetro de la tubería.

Tabla 13. Numero de tomas necesaria a partir del diámetro de la tubería

Diámetro de la tubería, \varnothing	Numero de tomas recomendado
$\varnothing < 2.5 \text{ m}$	1
$2.5 \text{ m} < \varnothing < 5 \text{ m}$	2
$\varnothing > 5 \text{ m}$	3 o 4

También se recomienda tener de tres a cuatro tomas en aquellos casos en que la longitud de la tubería sea mayor a 150 m.

Si la sección de medida en baja presión es de superficie libre se debe situar a una distancia tal del rodete que se asegure la mezcla adecuada pero que no tan alejada afecte la transferencia de calor.

En el caso en que la sección de medida en baja presión se encuentre en conducto cerrado, si es posible el acceso a la tubería se recomienda tener de tres a cuatro puntos de toma de presión, en tuberías circulares las tomas deben de estar, si es posible, entre 90° y 120° una de la otra. Si la tubería es rectangular se puede disponer de una toma en cada cara, de ser posible.

En los casos en que la toma en la sección de baja presión es un conducto cerrado de difícil acceso, la única manera de explorar las temperaturas es mediante un dispositivo de toma localizado al interior del conducto, el cual puede estar parcial o totalmente lleno. El dispositivo debe contar con al menos, con dos tubos que recojan los caudales parciales que fluyen por varios orificios posicionados a intervalos iguales a lo largo de cada uno de los tubos, el diámetro de los orificios debe ser pequeño en comparación con el de los tubos. El dispositivo debe dar un caudal único o caudales individuales de cada tubo para determinar la distribución de la energía. (IEC 60041, 1991, 203)

Este tipo de pruebas no se recomiendan para condiciones desfavorables como distribución irregular de las temperaturas de medida o de las velocidades.

La incertidumbre en la medición de rendimiento mediante el método termodinámico esta dada por la raíz cuadrada de de la suma de los cuadrados de las incertidumbres de medida de la energía hidráulica específica y la energía mecánica específica.

$$f_{\eta} = \sqrt{(f_E)^2 + (f_{Em})^2} \quad (83)$$

Además de esto es importante asumir una incertidumbre sistemática a causa de fenómenos parasito de aproximadamente 20%.

La incertidumbre sistemática por ausencia de exploración de la distribución de energías se puede estar cerca de $\pm 0.2\%$ de la energía mecánica en la sección de alta presión y $\pm 0.6\%$ de la energía mecánica en la zona de baja presión.

9.8 MEDICION DE LA CAVITACION

Los ensayos de cavitación en turbinas consisten en investigar la influencia del desarrollo de la cavitación en las características hidráulicas de la turbina, el tipo de cavitación susceptible a desarrollarse durante la operación de un modelo de la turbina. (EPFL@2004)

Además de esto otra razón importante para el desarrollo de mediciones de cavitación es la determinación del límite de cavitación admisible, ya que, como se sabe la cavitación puede destruir partes vitales de la turbina rápidamente.

Los métodos experimentales de estudio del comportamiento de una turbina con respecto a la cavitación difieren principalmente en el fenómeno físico seleccionado para determinar y evidenciar el comienzo de la cavitación. De acuerdo a esto pueden diferenciarse tres métodos de detección del fenómeno:

- Por el cambio en el rendimiento hidráulico de la máquina, puesto de manifiesto en la variación de la altura, potencia, caudal, etc.
- Por observación visual o fotográfica de las bolsas de vapor o burbujas en los álabes del rotor.
- Por observación y medición de los ruidos y vibraciones que acompañan el funcionamiento de la máquina.

De los tres métodos mencionados, el más exacto o el que mejores resultados de valor práctico produce es el primero.

Pero el cambio en el rendimiento hidráulico no es suficientemente confiable por si solo como indicación de la cavitación, ya que en ocasiones ruidos apreciables y tras indicaciones del fenómeno pueden aparecer sin acompañamiento de cambios en dicho rendimiento. Consecuentemente, parte de los ensayos se compensan por los otros métodos mencionados. (UNCOMA@2003)

En las turbinas Francis la cavitación puede ocurrir en cualquier punto de la máquina en el cual la presión baje hasta presión de saturación (p_s), aunque existen ciertas zonas de la turbina mas propicias para la aparición de la cavitación, un ejemplo de estas zonas son aquellas donde hay una aceleración súbita cerca de una superficie curva.

Las burbujas liberadas en la región de baja presión viajan a lo largo del álabe o de la superficie junto con el líquido que fluye hasta que llegan a un área relativamente de alta presión, donde la presión local excede con mucho la presión del vapor, se comprimen y se colapsan súbitamente debido a la más alta presión, o se condensan o retornan al líquido. (CARTIF@2007)

Para la determinación de la cavitación en turbinas se recomienda la instalación de sensores para que, de esta manera, sea posible el desarrollo del estudio con sondas de presión, barómetros e hidrófonos.

10. CONCLUSIONES

Las turbinas Francis son las más utilizadas en las instalaciones hidráulicas debido a que pueden ser utilizadas en instalaciones de diferentes características constructivas.

En muchas ocasiones no es posible medir las características de funcionamiento de una turbina dentro de las mismas instalaciones donde esta se encuentra, es por esto que se hace necesario recurrir a modelos de estas para hacer estudios mas detallados de su comportamiento.

Los modelos que se utilicen para dichos estudios deben ceñirse a relaciones de semejanza geométrica, dinámica y cinemática, con la turbina real para poder asegurar que el mismo comportamiento presentado en el modelo va a ser presentado por la turbina real en su funcionamiento diario.

Las relaciones existentes entre las variables básicas de funcionamiento (caudal, velocidad de giro, potencia, altura de salto, etc.) dan origen a las leyes y coeficientes de funcionamiento utilizados para describir el comportamiento de las turbinas hidráulicas.

El concepto de turbina unidad es de gran ayuda cuando se trata de establecer las relaciones semejanza entre el modelo y la turbina real.

La eficiencia global de la turbina puede ser determinada mediante la relación entre la potencia entregada por la turbina y la potencia transmitida el eje, o bien se

puede definir como la relación entre dichas potencias, la energía hidráulica específica y la energía mecánica específica de la turbina.

Teniendo en cuenta que la cavitación es el modo de falla crítico en las turbinas Francis, la determinación del coeficiente de cavitación es de suma importancia para la determinación de la posición de la turbina respecto al nivel aguas abajo, de manera que la cavitación afecte de la menor manera posible a la turbina.

Las condiciones de las instalaciones para ensayos en modelos descritas por la Comisión Electrotécnica Internacional en la norma IEC 60193, cubren la capacidad del laboratorio, la estabilidad en los flujos, la calidad del agua y las condiciones constructivas del modelo requerido para la realización de los ensayos.

Las condiciones de ensayo en campo son definidas en la norma IEC 60041, dichas condiciones son determinadas dependiendo si las pruebas serán hechas en régimen estabilizado o si serán determinadas en condiciones transitorias.

La medición de condiciones básicas como la presión y el nivel libre de agua son vitales para la determinación de los parámetros fundamentales de funcionamiento de la turbina. De la precisión obtenida en estas mediciones dependerá la calidad de los resultados posteriormente obtenidos.

Una de las mediciones más importantes que se deben realizar a una turbina hidráulica es la velocidad de giro, esto se debe a que a partir de este parámetro se determinan otros parámetros de gran importancia como la energía hidráulica específica, la potencia y el caudal.

La medición de la energía hidráulica específica es una de las más importantes características a ser medida en una turbina, es por esto que las normas

recomiendan hacer una medición de energía hidráulica específica siempre que se realicen ensayos en una turbina.

Antes de realizar las pruebas de funcionamiento se recomienda hacer una decisión a conciencia de los tipos de ensayos escogidos para la determinación del comportamiento de la turbina, no todos los métodos se ajustan a las condiciones que puedan presentar las turbinas. El método o métodos elegidos deben ser aquellos que puedan dar la mayor precisión posible a la medición para poder obtener el mejor perfil de comportamiento posible.

BIBLIOGRAFIA

CLASICA

GALLEGO BETANCUR, Juan Esteban. Caracterización de una turbina del tipo Francis utilizada por una empresa local de generación de energía. Medellín, 2006, 117p. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad EAFIT. Departamento de Ingeniería Mecánica. Área de diseño.

POLO ENCINAS, Manuel. Turbomáquinas hidráulicas: Principios fundamentales. 2 ed. México: Editorial Limusa, 1980. 291 p. ISBN 968-18-1235-2

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS Y CERTIFICACION. Documentación. Presentación de tesis, trabajos de grado y otros trabajos de investigación. Bogotá-Colombia: ICONTEC, 2002. 37 p. (NTC 1486).

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. Guide for field measurement of vibrations and pulsations in Hydraulic machines (Turbines, storage pumps and pump-turbines). Ginebra: IEC, 1991, 133 p. (IEC 60994)

_____. Field acceptance test to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. 2 ed. Ginebra: IEC, 1991, 210 p. (IEC 60041:1991)

_____. Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. Model acceptance test. 3 ed. Ginebra: IEC, 2004, 299 p. (IEC 60193)

_____. Hydraulic turbines, storage pumps and pump turbines. Cavitation pitting evaluation. Part 1: Evaluation in reaction turbines, storage pumps and pump-turbines. Ginebra: IEC, 2004, 41 p. (IEC 60609-1)

CIBERGRAFIA

AIE@2007

TORRES, Susana. Sensores de flujo, principios de medición. [En línea]. Asociación de la Industria eléctrica-electrónica, Chile [citado el 3 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet en:

<http://www.aie.cl/comites/automat/glosario/Sensor_Flujo.htm>

Alvarez@2002

ALVAREZ SANTAMARIA, Lina Maria. Selección de turbinas. [En línea]. Escuela de Ingeniería de Antioquia. Medellín, 2002. [Citado el 3 de abril de 2007]. Disponible desde internet:

<
http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/sel_turbinas/turbinas/index.htm>

CARTIF@2007

GONZALO DE LUIS, Cristina; GALLEGU DE SANTIAGO, Maria Ángeles y HERRERO, Juan Miguel. Detección de cavitación en un grupo hidroeléctrico. [En línea] Centro de Automatización, Robótica y Tecnologías de la Información y de la Fabricación, España [citado el 4 de octubre de 2007]. Disponible desde internet en:

<
<http://www.unizar.es/aeipro/finder/INGENIERIA%20DE%20PRODUCTOS/BB07.htm>>

Caudalímetros acústicos@2007

Figura de caudalímetros acústicos. [Citado el 3 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet en:

<<http://archives.sensorsmag.com/articles/1097/flow1097/main.shtml>>

Caudalímetro electromagnético@2007

Figura caudalímetro electromagnético. [Citado el 3 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet:

<
http://www.tappsa.co.za/archive2/APPW_2004/Title2004/Trends_and_solutions/trends_and_solutions.html>

Caudalímetro turbina@2007

Figura caudalímetro de turbina. [Citado el 3 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet en: <<http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/motores-terricos-197/turbina-66767.html>>

Caudalímetro vórtice@2007

Figura de Caudalímetro de vórtice. [Citado el 3 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet en: <<http://www.flowline.co.uk/technology/vbar.html>>

Encarta@2007

Microsoft Encarta 2007 Biblioteca Premium. Avances en el diseño de las turbinas. [DVD]. Microsoft Corporation, 2006.

EPFL@2004

AVELLAN, François. Introduction to cavitation in hydraulic machinery. [En línea]. EPFL Swiss Federal Institute of Technology Lausanne, Suiza [citado el 4 de octubre de 2007]. Disponible desde internet en: <<http://lmhwww.epfl.ch/Publications/Public.pdf/CAVIPUAV.pdf>>

EPT@2001

KJOLLE, Arne. Hydropower in Norway. [En línea]. Norwegian University of Science and Technology, Noruega [citado el 15 de agosto de 2007]. Disponible desde internet en: <<http://www.ept.ntnu.no/vk/publikasjoner/pdf/ArneKjolle/titlepage.pdf>>

INSPT@2007

Instituto nacional superior del profesorado técnico. Turbina Francis. [En línea]. Universidad Tecnológica Nacional, Argentina [citado el 6 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet: <http://www.inspt.utn.edu.ar/mecanica/turbina_francis.htm>

Medición de presión@2007

Figura de transductor de presión y manómetros de resorte. [Citado el 12 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet en:

<

http://intranet.frsfco.utn.edu.ar/gfiv/fisica_detras_de_las_cosas/transductores_de_presion/transductores_de_presion_2.htm>

Molinete hidrométrico@2007

Figura molinete hidrométrico. [Citado en 10 de septiembre de 2007]. Disponible desde Internet en: <<http://ilmbwww.gov.bc.ca/risc/pubs/aquatic/hydro/hydrmlv1-23.htm>>

Turbinas hidráulicas@2002

FENANDEZ DIEZ, Pedro. Turbinas hidráulicas. [En línea]. Departamento de Ingeniería Eléctrica y energética, Universidad de Cantabria, España, 2002 [citado el 5 de septiembre de 2007]. Disponible desde internet: <<http://www.termica.webhop.info/>>

UNCOMA@2003

MARCHEGIANI, Ariel R. Pequeñas centrales hidráulicas. [En línea]. Universidad Nacional del Comahue, Argentina [Citado el 21 de septiembre de 2007]. Disponible desde Internet en: <<http://fain.uncoma.edu.ar/centraleshidraulicas/archivos/>>

UNT@2007

Universidad Nacional de Tucumán. Elementos de medición y transmisión. [En línea]. Universidad Nacional de Tucumán, Argentina. [Citado el 20 de septiembre de 2007]. Disponible desde Internet en: <http://www.herrera.unt.edu.ar/controldeprocesos/Tema_3/Tp3a.pdf>

Wikipedia@2007

Wikipedia. Turbina Francis. [En línea]. [Citado el 2 de abril de 2007]. Disponible desde Internet: <http://es.wikipedia.org/wiki/Turbina_Francis>

Zuluaga@2002

ZULUAGA SALAZAR, Juan David. Las turbinas Francis. [En línea]. Escuela de Ingeniería de Antioquia. Medellín, 2002. [Citado el 3 de abril de 2007]. Disponible desde internet: <
http://fluidos.eia.edu.co/hidraulica/articulos/maquinashidraulicas/turbina_francis/turbina_francis.html>